



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學碩士 學位論文

흡기중의 수소첨가가 산업용 디젤기관의
성능에 미치는 영향

The Effect of Hydrogen Added in In-let Air on Industrial
Diesel Engine Performance



指導教授 양대朴 權 夏

2010年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

李 陳 珂

工學碩士 學位論文

흡기중의 수소첨가가 산업용 디젤기관의
성능에 미치는 영향

The Effect of Hydrogen Added in In-let Air on Industrial
Diesel Engine Performance



指導教授 양대朴 權 夏

2010年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

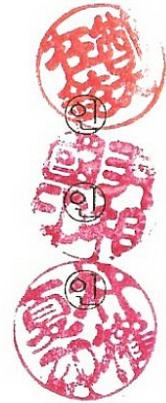
李 陳 珂

本 論 文 을 李 陳 珂 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로
認 准 함 .

委 員 長
委 員
委 員



鄭 在 鉉
尹 相 國
朴 權 夏



2009年 12月

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

목 차

List of tables	iv
List of figures	v
Abstract	vii

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적 및 내용	3

제 2 장 연소메커니즘과 저배기 연소기술

2.1 수소연소	5
2.1.1 H ₂ -O ₂ 반응 시스템	5
2.1.2 포화 탄화수소 화합물의 산화	9
2.2 저배기 연소기술	14
2.2.1 디젤엔진 연소 시스템	14
2.2.2 저배기 엔진 기술	15
2.2.3 디젤 자동차 공해 저감 후처리 기술	19

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치 및 방법	21
---------------------	----

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 수소공급량 2000ml/min의 경우	27
--------------------------------	----

4.1.1 최대토크	28
4.1.2 연료소모율	29
4.1.3 배기성분	31
4.1.3.1 스모크	31
4.1.3.2 일산화탄소	32
4.1.3.3 질소산화물	33
4.1.4 엔진 부하 변동에 따른 성능	34
4.1.4.1 연료소모율	34
4.1.4.2 스모크	35
4.1.4.3 일산화탄소	36
4.1.4.4 질소산화물	36
4.2 수소공급량 900ml/min의 경우	38
4.2.1 최대토크	38
4.2.2 연료소모율	39
4.2.3 배기성분	42
4.2.3.1 스모크	42
4.2.3.2 일산화탄소	43
4.2.3.3 질소산화물	44
4.2.4 엔진 부하 변동에 따른 성능	45
4.2.4.1 연료소모율	45
4.2.4.2 스모크	46
4.2.4.3 일산화탄소	47
4.2.4.4 질소산화물	48
4.3 수소공급량에 따른 비교	49

제 5 장 결 론 53

참고 문헌 55



List of tables

Table 1 Properties of hydrogen fuel

Table 2 Flash point and autoignition temperature of hydrogen

Table 3 Energy density per volume

Table 4 Specification of the test engine

Table 5 Specification of the diesel smoke meter

Table 6 Test condition

Table 7 Fuel consumption rates compensated for hydrogen addition

Table 8 Fuel consumption rates compensated for hydrogen addition



List of figures

- Fig. 1 Explosion limits for a stoichiometric hydrogen-oxygen mixture in a spherical vessel
- Fig. 2 Species mole fractions and temperature as functions of distance (time) for the oxidation of propane in a steady-flow reactor
- Fig. 3 β -scission rule applied to bond breaking in C_3H_7 where the radical site occurs at different locations. Note the intervening C-C bond between the radical site and the broken bond
- Fig. 4 Flammability range of hydrogen
- Fig. 5 Backfire
- Fig. 6 Hydrogen engine with external mixture & direct injection
- Fig. 7 ϕ -T map explain NO_x and Soot formation and combustion area
- Fig. 8 Common rail fuel injection system
- Fig. 9 Current emission status of European DI diesel passenger cars
- Fig. 10 Experimental setup
- Fig. 11 The buret for fuel consumption measurement
- Fig. 12 Diesel smoke tester
- Fig. 13 Tester for emission ingredient
- Fig. 14 Connection point of hydrogen generator at intake manifold

Fig. 15 Photo of 2000ml/min type hydrogen generator

Fig. 16 Maximum torque variation with hydrogen at 700rpm to 2000rpm

Fig. 17 Comparison of fuel consumptions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 18 Comparison of smoke emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 19 Comparison of CO emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 20 Comparison of NOx emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 21 Fuel consumption with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 22 Smoke emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 23 CO emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 24 NOx emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 25 Photo of 900ml/min type hydrogen generator

Fig. 26 Maximum torque variation with hydrogen at 700rpm to 2000rpm

Fig. 27 Comparison of fuel consumptions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 28 Comparison of smoke emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 29 Comparison of CO emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 30 Comparison of NOx emissions at torques of 0%, 50%, 100%

Fig. 31 Fuel consumption with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 32 Smoke emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 33 CO emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 34 NOx emissions with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 35 Comparison of 2000ml/min and 900ml/min cases

The Effect of Hydrogen Added in In-let Air on Industrial Diesel Engine Performance

Jina Lee

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of

Korea Maritime University

Abstract



Diesel engines introduce only air into the cylinder, and the air is highly compressed. Fuel is directly injected into the combustion chamber in high temperature and pressure. Therefore diesel engines have high thermal efficiency because of the high compression ratio, while having high level of particulate matter and nitrogen oxide emissions because of the direct fuel injection.

Many technologies have been developed to reduce particulate matter and nitrogen oxide emissions from diesel engines. One of the technologies is hydrogen fuel introduced into the combustion chamber with diesel fuel.

In this thesis tiny amount of hydrogen is supplied into the combustion chamber in order to enhance the combustion performance. The engine, in which hydrogen is introduced, is tested. There are 20 test conditions given as 5

torque values of 100%, 75%, 50%, 25%, 0%, and 4 engine speeds of 700rpm, 1000rpm, 1500rpm and 2000rpm for the two cases with or without hydrogen. The amount of hydrogen is controlled into two ranges of 2000ml and 900ml. Maximum torques and Idle torques at each engine speed are measured, then the torque values are divided into 4 levels with 25% increasing step.

The result shows that the fuel consumption, smoke, CO are reduced while the NOx emission is slightly increased.



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

디젤기관은 공기를 흡입 압축하여 고온고압의 분위기를 조성한 후 디젤 연료를 분사하여 연소시킴으로써 동력을 얻는 기관이다. 공기만을 흡입하기 때문에 고압축이 가능하고 높은 열효율을 얻을 수 있다. 그러나 연소실에 직접 분사되는 디젤연료의 완전연소가 어렵기 때문에 다량의 매연미립자가 배출되는 문제점이 있다. 배기문제를 해결하면서 디젤 고유의 높은 열효율을 얻기 위하여 많은 기술이 개발되고 있는데, 대체연료기술과 예혼합압축착화 기술은 기존의 엔진에 비교적 쉽게 접근할 수 있는 기술로써 주목 받고 있다.

대체연료기술로서 DME(Dimethyl ether)는 탄소의 함량이 적고 산소를 포함하고 있는 함산소 연료로 매연미립자의 배출이 거의 없으며¹⁾, 메탄과 수소를 8 대 2의 비율로 혼합한 HytaneTM연료도 사용되고 있다²⁻⁴⁾.

탄소를 포함하지 않은 수소연료는 무공해연료로서 많은 연구가 진행되고 있지만 빠른 연소와 급격한 압력상승의 영향으로 연소실내에 공급이 어려운 문제 등이 있다. 그러나 빠른 연소는 정적연소 즉 정적 사이클의 높은 효율을 기대할 수 있기 때문에 미래의 기술로서 받아들여지고 있다⁵⁻⁷⁾. 한편 디젤분사량을 최소화하면서 불꽃점화 기술인 기관의 장점을 살리기 위한 예혼합압축착화(HCCI:Homogeneous Charge Compression Ignition)엔진에 대한 연구가 차세대기술로서 개발되고 있다⁸⁻⁹⁾. 희박한 혼합기를 흡입하여 압축한 후 최소한의 연료를 분사시켜 점화원으로 사용함으로써 질소산화물과 매연미립자의 배출을 동시에 저감할 수 있는 기술이다. 상기의

두 기술인 대체연료기술과 예혼합압축착화기술을 융합하고자 하는 연구로서 최¹⁰⁾는 디젤기관의 흡기와 함께 수소를 주입하여 예혼합압축하고 디젤 연료를 분사시켜 연소를 시작하는 연구를 수행하였다. 그러나 연비와 배기 배출면에서 좋은 결과를 얻을 수 없었다. 기존의 디젤기관 시스템의 개조 없이 수소만을 다량 첨가하는 경우 점화시기나 연소실 형상 등이 수소를 적절히 연소시키는 데에 부적합했던 것으로 판단된다.

수소엔진 자동차의 기술개발은 일본의 무사시공업대학이 1974년 픽업을 발표, 독일의 BMW그룹에서 1978년 개발을 시작하여 1984년 7시리즈를 발표하여 현재에 이르기까지 개발을 추진하고 있다. 국내에서는 1990년대에 들어와 대학 및 연구기관에서 다수의 연구가 이루어졌으며 국내 자동차업계에서도 관심을 가지고 연구에 돌입했다. 특히 수소엔진의 경우 성균관대에서 직접분사식 수소기관을 차량 시스템화하여 수소자동차를 국내 최초로 주행가능케 한 바 있다¹¹⁾.



1.2 연구 목적 및 내용

수소연료는 배기저감 및 대체연료 연구의 관점에서 미래의 유망한 자동차 연료로 많이 연구되고 있다. 수소연료전지 자동차의 실용화는 고부하시 성능향상 및 연료전지 스택 개발비용 저감 등 장기적으로 해결하여야 할 문제를 갖고 있기 때문에 실용화 시점의 예측이 어렵다. 이에 반하여 수소엔진은 기존 내연기관에 적용함으로써 단기간, 저비용으로 실용화 가능할 뿐 아니라, 유해배출가스 및 CO의 제로화, 고효율, 고�출력 엔진개발이 가능하므로 그 중요성이 재인식 되고 있다¹²⁾.

탄화수소계연료(C_nH_m)의 연소에서 초기 활성기인 H^+ 또는 OH^- 이온 등이 발생하는 기간이 전체 연소의 상당 부분을 차지하며 C-C 고리를 공격하여 연소 속도를 증가시키는 역할을 하기 때문에, 연소성능의 향상을 위해서는 이 기간의 단축이 필수적으로 요구된다.

본 논문에서는 이 기간을 단축하기 위하여 극미량의 수소를 전기분해할 때 발생하는 산소와 함께 연소실에 공급하여 디젤연료의 연소촉매로 사용하였으며 수소의 공급량을 디젤분무 액적 표면분자수의 5%에서 10%정도가 되도록 설정하여 엔진실험을 수행함으로써 엔진성능, 연비, 배기에 미치는 수소의 영향을 분석하고자 한다.

증류수를 전기분해하면 수소, 수소이온, 수산화이온, 산소 등이 발생된다. 이 성분의 물질들을 연소실에 공급할시 연소속도가 빠른 수소에 의해 연소 초기 기간을 단축하여 연소 촉진의 결과를 가져오는지를 분석하기 위하여 수소의 공급량을 변화시키면서 산업용 디젤기관의 성능을 분석한다. Idle 토크와 최대 토크, 연료소모율을 측정하고, 배기가스는 일산화탄소, 질소산화물, 스모크 등을 측정하여 수소주입이 엔진성능에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

Table 1 Properties of hydrogen fuel

Properties	Hydrogen (H ₂)	Methane (CH ₄)	Gasoline (C _n H _{2n+2})
Specific gravity (in STP, air based)	0.07	0.55	0.72~0.77
Density (kg/m ³)*	0.0813	0.648	0.092
Diffusion velocity (cm/s, in air)**	~ 2	~ 0.51	~ 0.34
Ignition range (Vol. %, in air)	4-75	5.3-15	1-7.6
Explosion range (Vol. %, in air)	18.3-59	6.3-13.5	1.1-3.3
Minimum ignition energy (mJ, in air)	0.02	0.29	0.24
Autoignition temperature (K)	858	813	501-744
Maximum flame propagation speed (cm/s, in air)**	278	37-45	37-43
Heating value (kcal/kg)	28,510	11,830	10,270

*25°C 1atm, **20°C, 1atm

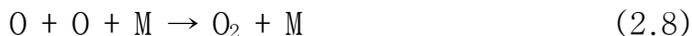
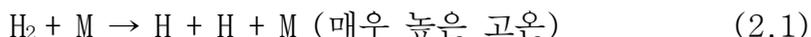
제 2 장 연소메커니즘과 저배기 연소기술

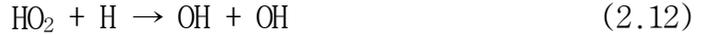
2.1 수소연소

2.1.1 H₂-O₂ 반응 시스템

수소와 산소의 연소반응은 로켓 추진뿐만 아니라 많은 연소 문제에서 중요한 반응이다. 또 이것은 탄화수소와 수분을 함유한 일산화탄소 산화 과정의 부분반응에서도 일어나는 중요한 반응이다. 수소의 산화 과정은 식 (2.1)에서 식 (2.20)까지의 과정과 같다.

먼저 식 (2.3~2.6)까지는 O, H 그리고 OH 활성기를 포함하는 연쇄반응이다. O, H 그리고 OH 활성기를 포함한 연쇄정지반응은 제3체와 재결합하는 반응이며 식 (2.7~2.10)까지와 같다. 이 반응 메커니즘을 완성하기 위해서 과산화수소기 HO₂와 과산화수소 H₂O₂가 관련된 반응을 포함시켜야 한다. 식 (2.11)의 반응이 활성화되면 식 (2.13~2.15)의 반응들과 식 (2.2)반응의 역반응이 활발하게 일어나게 된다.

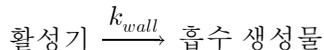




온도, 압력 그리고 반응의 정도에 따라 위의 모든 반응은 역반응이 중요할 수도 있다. 따라서 H₂-O₂ 반응 시스템을 모델링할 때는 H₂, O₂, H₂O, OH, H, HO₂, H₂O₂의 8가지 화학종을 포함하는 40개까지의 반응이 고려되어야 할 경우도 있다. 위 반응 메커니즘을 이용해서 설명할 수 있는 H₂-O₂ 반응 시스템은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 특이한 폭발 특성을 가지고 있다.

Fig. 1의 온도와 압력 좌표상에서 H₂와 O₂의 이론 혼합기는 폭발하는 영역과 폭발하지 않는 영역으로 나누어져 있음을 알 수 있다. 각 온도와 압력은 반응물이 구형용기에 담겨져 있을 때 초기 상태에서의 온도와 압력이다. Fig. 1의 500℃에서 폭발반응 특성은 압력 1mmHg로부터 수기압까지의 수직선을 따라가 보면 알 수 있다. 1.5mmHg까지는 폭발이 없다. 이 영역에서 폭발이 일어나지 않는 이유는 시작 단계의 식 (2.2)에서 생성된 자유활성기 연쇄반응 식 (2.3~2.6)이 용기 벽면에서 파괴되기 때문이다. 이와 같은 벽면반응 때문에 연쇄는 끊어지고, 폭발을 일으키는 활성기의 빠른

누적생성은 방해를 받는다. 벽면반응은 가스 상태 반응이 아니기 때문에 외관상 반응 메커니즘에 포함되지는 않는다. 활성기의 벽면 소멸을 나타내는 1차 반응을 다음과 같이 표현할 수 있다.



여기서 k_{wall} 은 벽면의 성질뿐만 아니라 확산(수송) 및 화학작용의 함수이다. 가스 상태 화학종들의 고체 벽면에서의 반응을 불균일반응(heterogeneous reaction)이라고 부르며 이 반응은 고체연소 및 촉매작용에서 매우 중요하다.

초기 압력이 약 1.5mmHg보다 높으면 혼합기는 폭발한다. 그 이유는 이 영역에서는 가스상 연쇄반응 식 (2.3~2.6)이 벽면에서의 활성기 소멸반응보다 우세한 직접적인 결과 때문이다. 일반적인 연쇄반응 메커니즘에서 압력을 증가시키면 반응속도는 기하학적으로 증가하지만 활성기의 농도는 선형적으로 증가한다. 500°C의 일정 온도에서 압력을 약 50mmHg까지 증가시킬 때까지 혼합기는 폭발하는 영역이 되지만 이 점보다 높은 압력에서 혼합기의 폭발은 멈추게 된다. 이러한 폭발반응의 정지 현상은 식 (2.3)의 연쇄분기반응과 낮은 온도 범위에서 잘 일어나는 식 (2.11)같은 연쇄정지반응에서 H 원자의 경쟁으로 설명되어질 수 있다. 반응 식 (2.11)은 온도가 낮은 범위에서 잘 일어나는 연쇄정지반응이다. 활성기는 제3체 M과의 충돌에 의해 에너지를 빼앗기므로 활성이 소실되고 또 과산화수소기 HO₂는 준안정 화학종이 되어 벽으로 확산되고 충돌하여 식 (2.21)과 같은 반응으로 활성기가 소실되고 안정분자가 된다.

약 3,000mmHg 압력에서 다시 폭발 영역이 되는데 이것을 제3한계라고 한다. 이 조건에서는 식 (2.16)처럼 H₂O₂의 연쇄반응이 일어나는 연쇄분기반응이 추가된다. 이와 같은 H₂-O₂반응 시스템의 폭발 한계는 반응 시스템 현

상을 설명하기 위해서는 상세한 반응 메커니즘을 이해하는 것이 아주 유용하다.

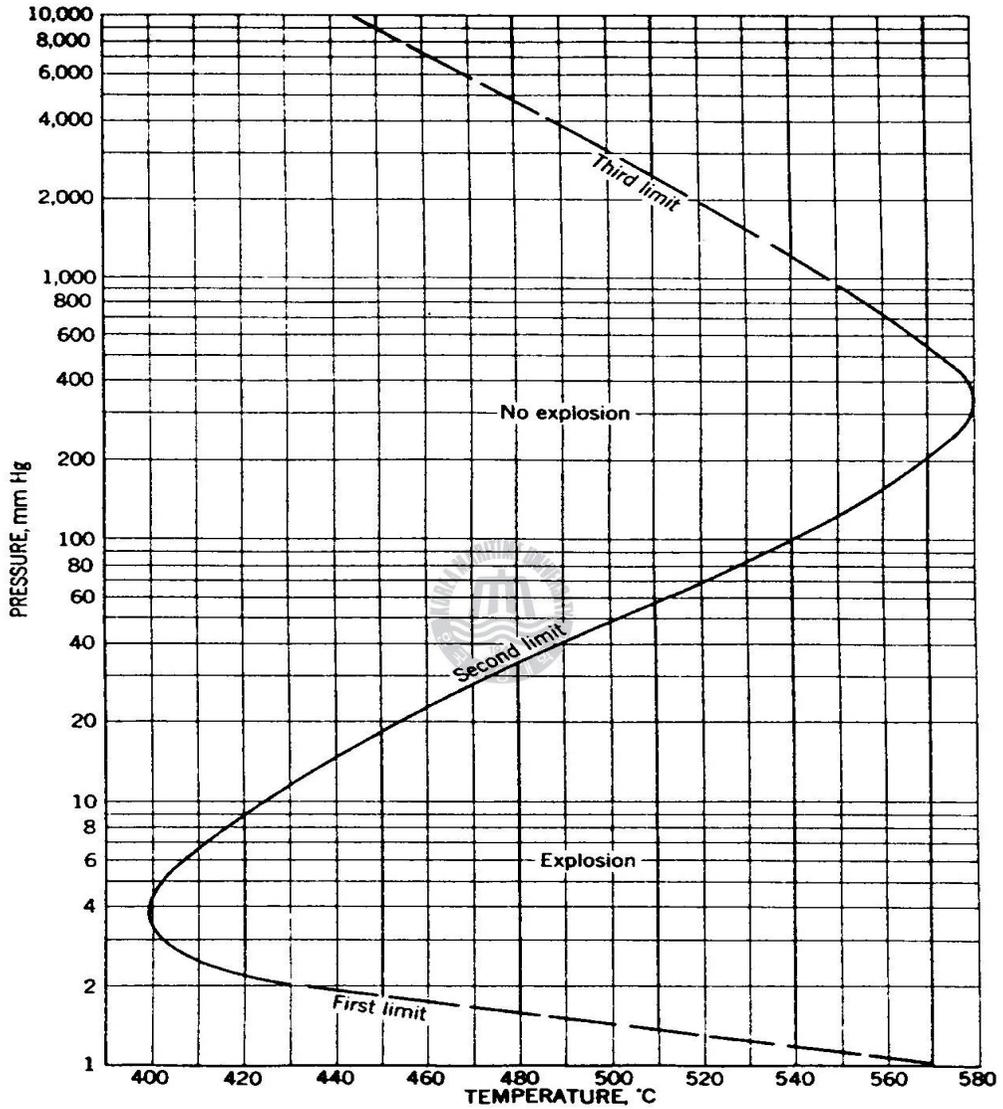


Fig. 1 Explosion limits for a stoichiometric hydrogen-oxygen mixture in a spherical vessel

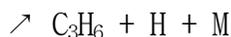
2.1.2 포화 탄화수소 화합물의 산화

파라핀족(paraffins) 혹은 알칸족(alkanes) 화합물은 일반적인 분자식이 C_nH_{2n+2} 이며 모든 탄소가 단일 결합으로 되어 있기 때문에 포화 탄화수소 화합물이다. 일반 분자식에서 n은 탄소 원자의 수를 나타낸다.

파라핀족의 산화는 연료 분자가 O와 H 원자의 공격을 받아 분해되어서 먼저 올레핀족과 수소가 생성되고 산소가 있는 곳에서 수소는 산화하여 물이 된다. 그 다음 불포화 올레핀족은 더 산화하여 CO와 H_2 로 되고 모든 H_2 는 다시 물로 변하게 된다. 마지막으로 $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$ 반응에 의해서 CO가 연소되는데, 전 연소 과정에 관계된 거의 모든 열이 이 과정에서 발생한다. 각 화학종들의 몰분율 및 온도 분포는 Fig. 2에 나와 있다.

연료분자가 H 원자의 공격을 받아 분해되기 시작하면서 연소가 점점 빨라진다는 것이 포화 탄화수소 화합물 산화의 주내용이다.

예를 들어 프로판(C_3H_8)의 산화를 구체화하면 다음과 같다.





식 (2.29)의 C_3H_7 활성기의 분열에 β -분리법칙을 적용한 예가 Fig. 3에 나와 있다. 이와 같이 고분자 파라핀족의 산화 메커니즘은 아주 복잡하고 파라핀족의 자세한 산화 메커니즘에 대해서는 아직도 계속 연구되고 있다

13)

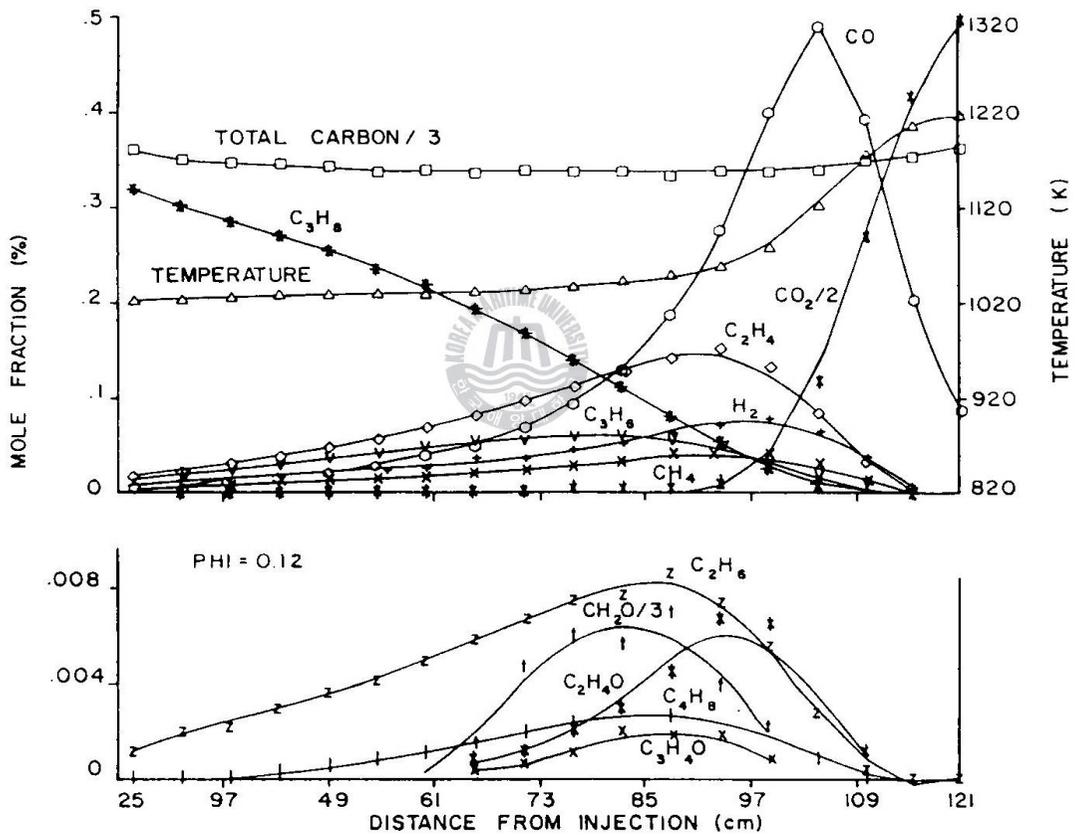


Fig. 2 Species mole fractions and temperature as functions of distance (time) for the oxidation of propane in a steady-flow reactor

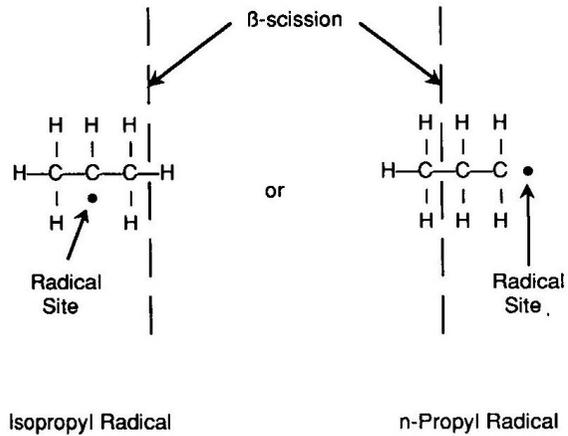


Fig. 3 β-scission rule applied to bond breaking in C_3H_7 where the radical site occurs at different locations. Note the intervening C-C bond between the radical site and the broken bond

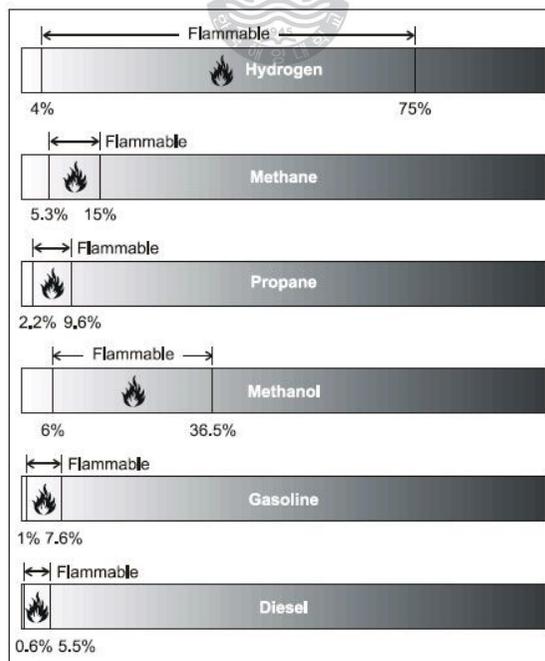


Fig. 4 Flammability range of hydrogen¹⁴⁾

Table 2 Flash point and autoignition temperature of hydrogen

Fuel	Flash point	Autoignition temperature
Hydrogen	-253°C	585°C
Methane	-188°C	540°C
Propane	-104°C	490°C
Gasoline	-43°C	385°C
Methanol	-11°C	230 to 480°C

Table 3 Energy density per volume

Fuel	Energy density (LHV per unit volume)
Hydrogen	10.050 kJ/m ³ ; gas at 1atm and 15°C
	1,825,000 kJ/m ³ ; gas at 200bar and 15°C
	4,500,000 kJ/m ³ ; gas at 690bar and 15°C
	8,491,000 kJ/m ³ ; liquid
Methane	32,560 kJ/m ³ ; gas at 1atm and 15°C
	6,860,300 kJ/m ³ ; gas at 200bar and 15°C
	20,920,400 kJ/m ³ ; liquid
Propane	86,670 kJ/m ³ ; gas at 1atm and 15°C
	23,488,800 kJ/m ³ ; liquid
Gasoline	31,150,000 kJ/m ³ ; liquid
Diesel	31,435,800 kJ/m ³ minimum ; liquid
Methanol	15,800,100 kJ/m ³ ; liquid

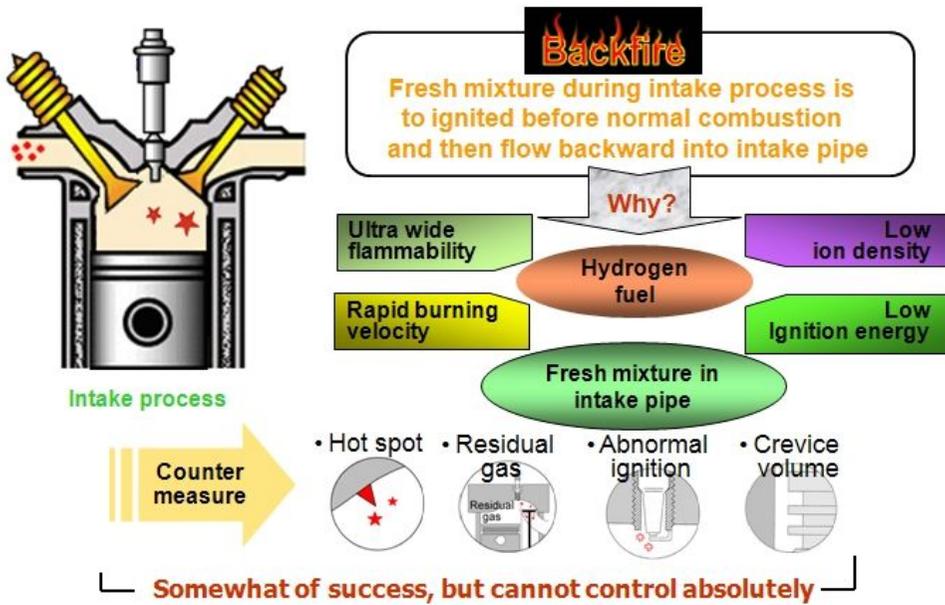


Fig. 5 Backfire

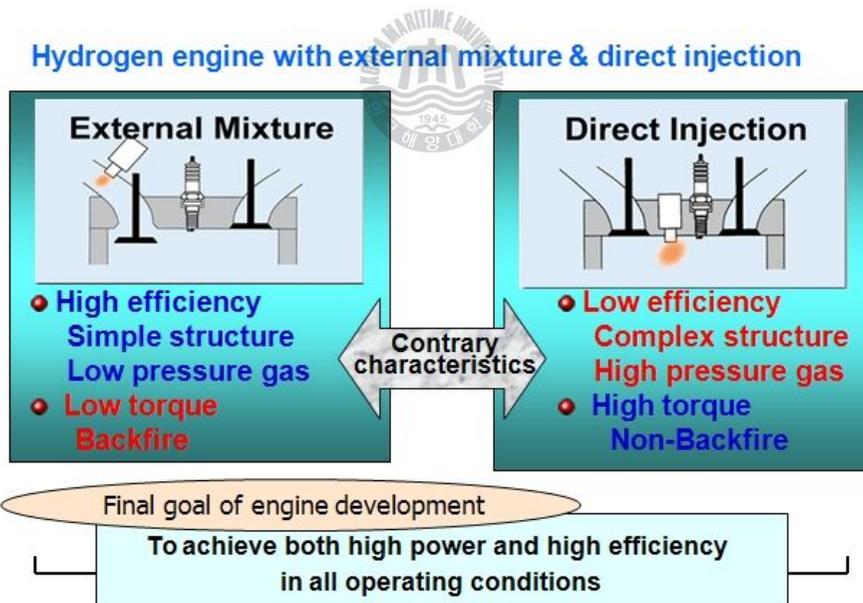


Fig. 6 Hydrogen engine with external mixture & direct injection

2.2 저배기 연소기술

2.2.1 디젤엔진 연소 시스템

디젤 엔진의 배출물 발생은 기본적으로 엔진 연소실 내부의 연소현상에 의해 발생하는 것이므로 이를 근본적으로 저감하기 위해서는 연소 시스템의 개선이 필요하다고 할 수 있다. 디젤 연소는 공기와 연료의 혼합 과정을 포함하여 화학 반응을 통해 일어나는 일련의 현상으로서 온도와 압력, 그리고 국부적인 공기와 연료의 성분비에 결정된다고 할 수 있다. 기존의 디젤 연소 시스템을 개선하고자 하는 노력은 HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition)나 PCCI(Premixed Charge Compression Ignition) 등의 다양한 이름으로 오래 전부터 연구되어 왔다. 이러한 연소 시스템들은 세부적인 적용방식의 차이는 있으나 일종의 저온 연소로서, 기본적으로 종래의 디젤 연소에서는 피할 수 없었던 NO_x와 PM 발생의 Trade-off 관계를 극복하고자 하는 연소 개념이라고 할 수 있다. 이는 Fig. 7에서와 같이 NO_x와 Soot의 발생을 온도와 공연비와의 관계를 토대로 표현한 ϕ -T 맵을 통하여 흔히 설명될 수 있는데, 그림에서와 같이 기존의 디젤 연소는 NO_x와 Soot이 발생하는 영역을 모두 지나가지만 HCCI와 같은 저온 연소는 이를 동시에 회피할 수 있는 영역에서의 연소를 추구한다. NO_x 저감을 위해서는 저온 연소가 필요하므로 다량의 EGR을 사용하며, Soot 발생을 피하기 위해서는 국부적인 당량비를 감소시켜야 하므로 분사 전략의 변화를 통하여 예혼합 상태를 조성하고자 하는 것이 일반적인 전략이라고 할 수 있다

15)

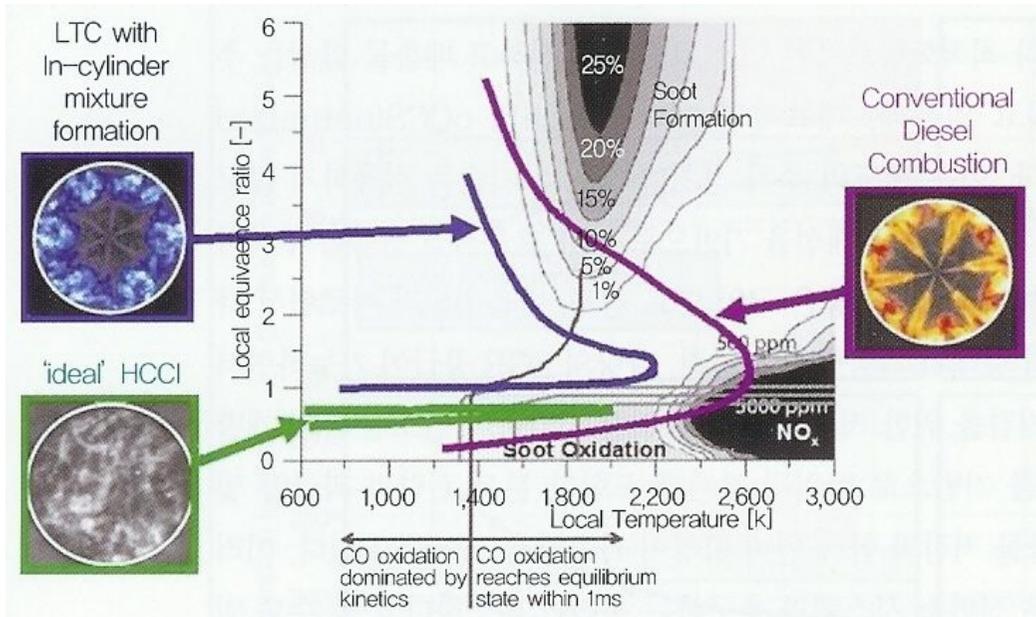


Fig. 7 ϕ -T map explain NO_x and Soot formation and combustion area

2.2.2 저배기 엔진 기술



GDI(Gasoline direction injection)엔진은 기존의 가솔린엔진이 사용하던 흡기포트 연료공급방식(PFI:port fuel injection)에서 발전하여 디젤엔진과 같은 연소실내에 직접 연료공급방식으로서 지금까지 디젤엔진에 비해 취약점으로 지적되어 오던 높은 연료소비율 문제를 크게 개선할 수 있는 기술이다. 그러나 연료소비율에서는 기존 PFI 방식 가솔린 엔진에 비해 연비가 25% 이상 향상되어 디젤엔진과 연비경쟁이 가능할 것이라고 하나, 실제로는 미흡하고 있어 추가적인 연비개선 노력이 필요하다. 또한 배출가스 문제로 희박영역에서 삼원촉매 기술의 적용 또한 부적합하며, 특히 NO_x 저감이 큰 문제점으로 제시되어 있으며 현재는 lean NO_x 촉매기술이 개발되기를 기대하고 있다. 또한 저부하 영역에서 분사된 연료

가 직접 연소실벽에 부착되어 HC가 다량 발생하며, 고부하 영역에서는 디젤엔진처럼 매연이 발생하는 경우가 있어 이의 개선도 요구된다.

고속 직분식 디젤(HSDI) 엔진 기술로는 Common rail, EUI(Electronic unit injector), TICS(Timing injection control system)등이 있다. Fig. 8의 Common rail 기술은 고압 펌프에서 발생된 고압 디젤연료를 Common rail에 저장시켜 전자밸브로서 분사를 제어하는 것으로 분사기간 동안 엔진 회전속도에 관계없이 적은 압력변동과 최적압력 제어가 가능하며, 분사율, 분사량, 분사시기 등의 전자제어가 구현이 가능하다. EUI는 엔진 연소실에 각각의 인젝터를 설치하며 인젝터에 부착되어 있는 캠을 엔진이 직접 구동하여 플런저를 작동시킴으로서 고압을 발생시킨다.

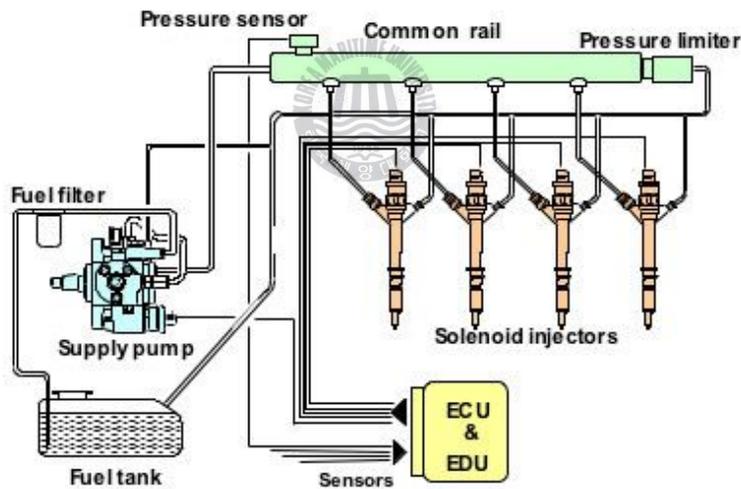


Fig. 8 Common rail fuel injection system

그러나 엔진 설계시 EUI가 일체로 설계되기 때문에 타 엔진과의 호환성이 어려워 EUI를 적용하기 위해서는 새로운 엔진을 설계하여야 하는 부

담이 있으며, 저속 시 충분한 분사압력을 얻기가 용이하지 않으며, 엔진 기통간의 불균일 작동, 펌프구동에 비교적 많은 동력이 소요되는 등의 문제점이 있다. TICS은 일본 제셀(Zexel)사에서 개발한 시스템으로 전자식 액추에이터를 이용하여 플런저 바렐(Plunger barrel)을 상하 이동시킴으로써 연료의 분사량과 분사시기를 부하와 회전수에 맞춰 임의로 조절 가능하게 하였으며, 최근에 와서는 플런저의 하단 모양을 개조하여 파일로트 분사(Pilot injection)를 꺾고 있다.

배기규제가 강화됨에 따라 엔진내부에서의 유해가스 저감기술만으로는 규제를 만족하기에는 한계가 있어 후처리기술 적용이 불가피해 졌다. 가솔린엔진의 경우 CO, HC, NOx를 동시에 저감시키는 ‘삼원촉매기술’이 현재 사용되고 있으나 더욱 엄격하여진 미국의 ULEV 규제를 만족하기에 어려움이 있어 단기적인 과도기기술로 ‘예열촉매기술’이 채용될 전망이다. 장기적으로는 희박연소식 엔진에 ‘Lean NOx 촉매’가 채용될 전망이다. 디젤엔진의 경우 배출되는 PM을 필터로 포집한 후 이것을 태우고 다시 PM을 포집하여 계속적으로 사용하는 기술인 매연여과장치(DPF:diesel particulate trap)가 있다.

대체연료 가스엔진 기술로 자동차용 및 청정연료는 알콜연료, 천연가스, 액화석유가스, DME(Dimethyl ether)등이 사용되거나 연구되고 있으며, 기존 가솔린과 디젤연료의 개질화도 진행되고 있다.

천연가스는 매장량이 풍부하고 청정성이 우수하여 사용 가능성이 가장 높은 것으로 주목받고 있다. 천연가스 연료의 특성은 취급과 조절이 용이하고, 시동성이 좋으며, 옥탄가가 높아 압축비를 높일 수 있으며, 대형 디젤엔진에도 사용이 가능하다. 또한 비중이 공기보다 가벼워 누설 시 대기로 쉽게 확산되어 안전성이 높다. CO₂ 발생도 적어 향후 천연가스

자동차(NGV:natural gas vehicle) 수요는 점진적으로 증가할 것으로 예상된다.

액화석유가스(LPG)는 CNG와 거의 유사한 청정 연료이며, 액체상태로 이동과 공급이 용이한 장점이 있다. 그러나 LPG는 공기보다 무거워 대기 중에 노출될 경우 대기 중으로 쉽게 확산되지 않고 노출된 곳에 축적되어 화재나 폭발의 위험이 크다. 또한 가솔린이나 디젤에 비해 동일 체적당 에너지 밀도가 70%~75% 수준으로 낮아 일회 충전 시 주행거리가 짧아지는 단점이 있다.

DME의 가장 중요한 특성은 세탄가가 아주 높아 디젤연료를 대체 할 수 있으며, 화학적 구조가 에탄올에 비교될 수 있을 수준의 산소성분이 많아 연소 시 매연이 거의 없다. 반면 비점(Boiling)이 낮아 연료를 액체상태로 유지하기 위해서는 적절한 용기로서 LPG와 유사하게 취급하여야 한다. 또한 밀도와 발열량이 낮아 디젤연료에 비해 많은 양의 연료공급량이 필요하여 연료공급시스템의 구조 변경이 필요하다.

하이브리드 자동차(HEV:hybrid electric vehicle)는 연료를 사용하여 동력을 얻는 내연기관이나 가스터빈 엔진 등과 전기로 구동시키는 전기모터로 구성된 시스템을 말한다. 전기자동차가 자동차 배출가스공해의 해결책이긴 하나 축전지 기술 개발에 어려움이 있다.

전기자동차 개발이 지연됨에 따라 이의 대체 기술로 연료전지 자동차(FCV)개발이 가속화되고 있다. 사용 연료로는 수소가 가장 효율적이나 저장방법에 어려움이 있으며, 메탄올연료와 가솔린연료가 실용화에 유력하다.

2.2.3 디젤 자동차 공해 저감 후처리 기술

디젤 기관의 공해 배출물중 가장 중요한 성분으로 NO_x와 PM을 들 수 있다. 디젤기관은 공기를 압축한 후 연료를 분사하고 이 연료가 일부 증발하고 압축에 의해 온도가 올라간 공기와 섞이며 가열되어 자연 발화하여 연소가 일어난다. 엔진의 압축비가 높고 연소가 급격히 일어남으로 내부의 온도가 높아 NO_x의 생성이 많고 가솔린 엔진과 달리 공기와 연료가 미리 섞여 있지 않기 때문에 입자상 물질(PM: particulate matter)이 많이 배출된다. 디젤엔진의 후처리 장치의 기본 문제는 첫째 배기중 산소농도가 높아 NO_x환원이 어렵다는 것이며 둘째 문제는 연료의 황 농도가 높아 촉매를 피독시킨다는 것이며 셋째로 PM이 촉매를 덮어씌울 수 있다는 것이다.

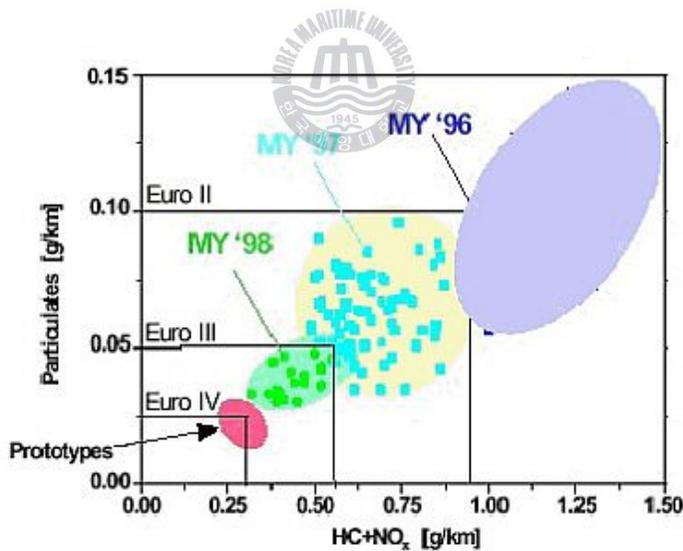


Fig. 9 Current emission status of European DI diesel passenger cars

배기는 산소농도가 적어 이를 흡기에 되돌리면 흡기의 산소농도가 낮아지고 NO_x가 줄어드는데, 이 기술이 NO_x 저감기술로 응용가능성이 높은 배기재순환(EGR:exhaust gas recirculation)이다. 그러나 EGR이 너무 많으면 PM이 많이 배출되고 연소가 나빠질수 있다.

현재 개발되거나 사용되고 있는 후처리 장치는 PM저감용과 NO_x저감용 및 이 두 물질을 동시에 저감하는 기술 등으로 나눌 수 있다.



제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치 및 방법

실험엔진의 사양은 3.3리터 4실린더 산업용 디젤 기관으로 상세한 제원은 Table 4와 같다.

Fig. 10은 실험장치의 구성도이다. 수소발생장치를 흡기다기관에 연결하였으며 수소발생의 시작과 공급량은 컴퓨터에서 공급전력을 조절하여 제어하였다. 연료소비량 계측을 위하여 200ml의 유리관(Fig. 11)으로 된 게이지를 2개 설치하여 일정량의 연료를 소모시키는데 걸리는 시간을 측정하였다. 토크와 엔진회전수는 200마력 6000rpm용 수동력계를 사용하여 조절된다. 배기측정을 위하여 스모크 측정기(Table 5, Fig. 12) 및 배기가스 분석기(Testo 350, Fig. 13)를 배기다기관 후단(Fig. 14)에 연결하여 데이터를 수집하였다. 배기가스농도는 노트북 컴퓨터를 이용하여 수집하였다. 성능시험에 사용된 동력계는 200마력 6000rpm의 수동력계이며 Fig. 10은 실험장치 구성을 보여주고 있다.

실험조건은 Table 6과 같이 최대토크를 4등분하여 0%, 25%, 50%, 75%, 100%에서 실험하였으며, 엔진회전수를 700rpm, 1000rpm, 1500rpm, 2000rpm으로 구분하였다. 2000ml/min 수소발생기의 모든 경우에 수소와 산소 공급량은 0.105g/min로 유지하였다. 이량은 최대토크에서 공급되는 디젤연료의 0.1% 정도이며, 예혼합연소에 참여하는 디젤액적 표면분자수의 5%정도에 해당된다.

900ml/min 수소발생기의 연료소비량 계측 및 배기가스 분석과 스모크 측정 방법 등은 2000ml/min 수소발생기 실험과 동일하며, 데이터 수집도

동일한 방법으로 진행하였다.

Table 4 Specification of the test engine

Type	Turbo diesel engine(D4AK-C)
Cooling method	Water cooler
No. of cyl. & arrangement	4-IN line
Valve mechanism	Overhead valve
Combustion chamber type	Direct injection
Bore × Stroke	100mm × 105mm
Total piston displacement	3,298cc
Compression ratio	16
Rated output (KSR 1004)	80/2400(PS/rpm)
Peak torque (KSR 1004)	250/1800(Nm/rpm)
NO-load minimum speed	700~750 rpm
NO-load maximum speed	2640 ± 20 rpm
Firing order	1-3-4-2
Injection timing	16 ° ± 1 ° BTDC

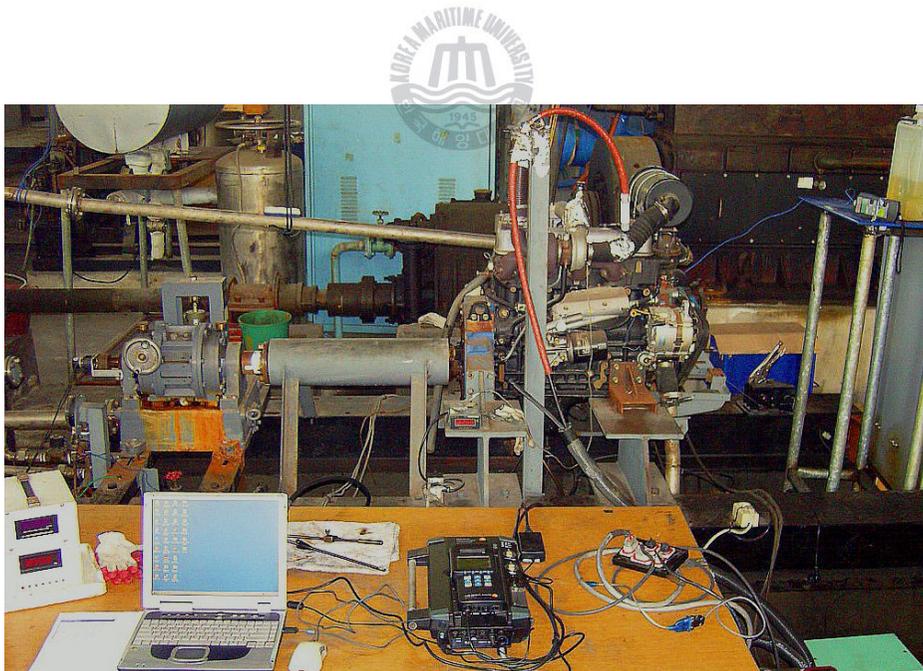
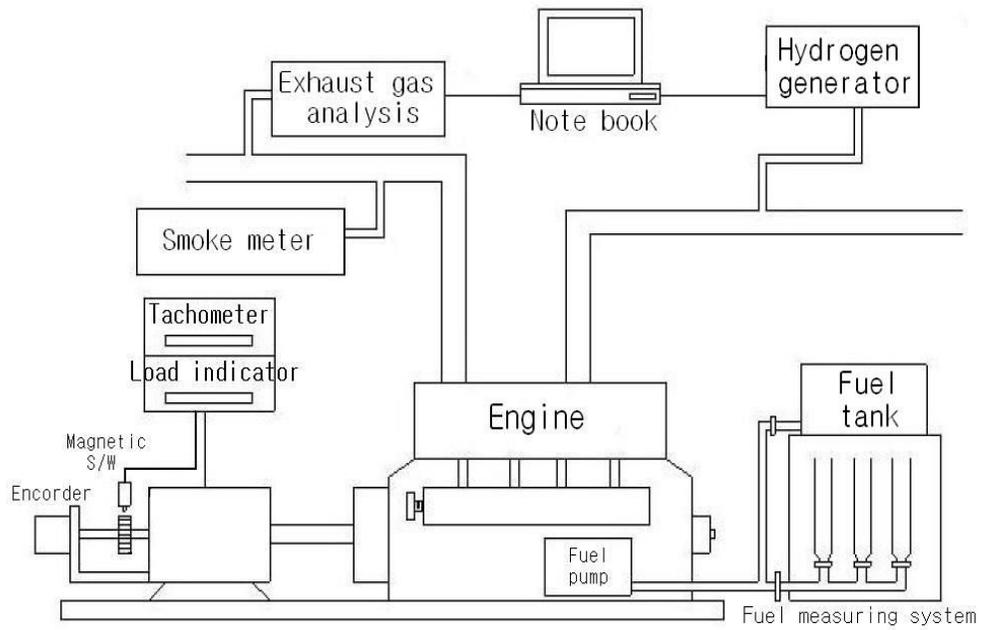


Fig. 10 Experimental setup

Table 5 Specification of the diesel smoke meter

MODEL	DS-330D Korea Iyasaka machinery
Measuring method	Photo-electric
Operating	Manual
Measuring range	0 ~ 100% (Pollution percentage)
	Minimum scale 0.1
Drifting	Full scale $\pm 2\%$
Inhalation amount	$330 \pm 15\text{cc}$
Power source	AC 220V, 60Hz
Weight	17kg
Display	Digital(LCD)
Dimension(L \times W \times H)	$392 \times 335 \times 512\text{mm}$

Table 6 Test condition

Hydrogen (g/min)	Oxygen (g/min)	Percentage of torque(%)	Engine speed(rpm)
0.105	1.68	Max(100%)	700
		75%, 50%, 25%	1000
0.047	0.756	Idle(0%)	1500
			2000



Fig. 11 The buret for fuel consumption measurement



Fig. 12 Diesel smoke tester



Fig. 13 Tester for emission ingredient

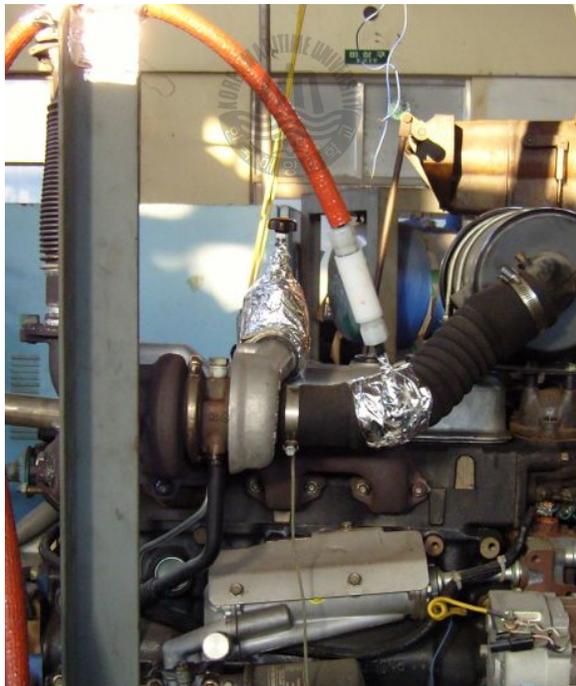


Fig. 14 Connection point of hydrogen generator at intake manifold

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 수소공급량 2000ml/min의 경우

3장의 실험장치 및 조건으로 최대토크와 Idle 토크 때의 각 토크점, 연료소모율, 그리고 배기가스성분에 대한 실험을 하였고, 이에 대한 결과 값은 다음과 같다.

Fig. 15와 같은 2000ml/min형 수소발생장치는 전자제어 없이 전압공급 후 +와 -연결 시 수소가 발생된다. 최대 입력 전류는 29A이고 이때의 전압은 13V 이상이다. 수소는 분당 약 2000ml씩 발생된다.



Fig. 15 Photo of 2000ml/min type hydrogen generator

디젤 연료의 0.1%정도에 해당되는 극미량의 수소를 공급하여 연소축매로 사용한 엔진성능실험의 결과는 다음과 같다.

4.1.1 최대토크

Fig. 16은 수소공급전후의 엔진회전수별 최대토크 변화를 나타낸 그래프이다.

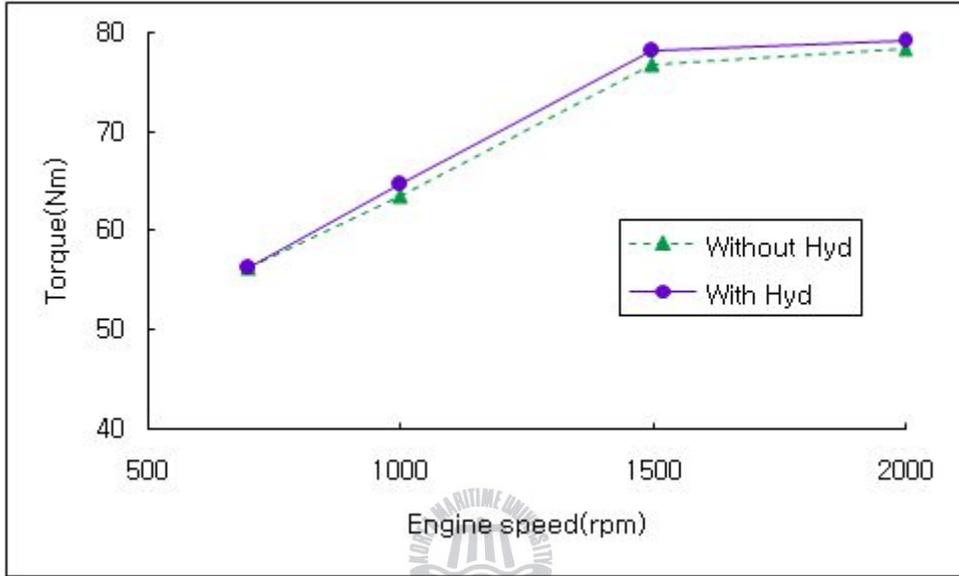


Fig. 16 Maximum torque variation with hydrogen at 700rpm to 2000rpm

수소공급후 최대토크가 700rpm에서는 변화가 없었으나 1000rpm에서 1.85%, 1500rpm에서 1.84%, 2000rpm에서 0.9% 증가, 평균 1.2%정도 증가되었다.

수소공급이 상대적으로 많은 700rpm에서 토크가 증가되지 않은 것은 저속에서 수동력계의 한계인 것으로 판단된다. 최대토크의 증가량은 rpm의 증가와 함께 감소되는 것은 알 수 있는데 이는 디젤 연료공급량이 증가하면서 수소 공급율이 상대적으로 감소했기 때문으로 생각된다. 그러나 0.1% 정도 공급된 수소의 양을 생각하면 매우 큰 향상을 보인 것으로 판단된다.

4.1.2 연료소모율

수소첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량을 계산하기 위한 과정과 식은 다음과 같다.

수소의 분당체적유동율이 2000ml/min일 때 공급된 수소의 질량유동율을 구하는 식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P\dot{V}}{RT} \quad (4.1)$$

여기서 P는 압력으로 101,325N/m²이며, V는 공급된 수소의 체적으로 수소의 분당체적유동율이 2000ml/min일 때 V는 0.002m³이다. R은 수소의 기체상수로 4.1243kJ/kg·K이며, T는 절대온도로 273.15+15(°C)K이다. 따라서 질량유량은 2000ml/min의 경우 0.170520947g/min이다.

수소와 디젤유의 발열량을 고려한 수소의 디젤유 상당 질량유동율은 식 (4.2)에 의하여 구할 수 있다.

$$\text{수소의 디젤유상당 질량유동율} = \frac{\text{수소의 저위 발열량}}{\text{디젤유의 저위 발열량}} * \text{수소 질량유동율} \quad (4.2)$$

여기서 수소의 저위 발열량은 120.017kJ/g이고, 경유의 저위 발열량은 43.116kJ/g이다¹⁶⁾.

수소 공급량이 0.170520947g/min일 때 계산결과 디젤유의 공급량은 0.474659349g/min이다. 이러한 결과 값을 이용하여 수소 공급전의 디젤연료 소모율과 수소 공급후의 수소 첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량에 따른 연료소모율을 구한 값이 Table 7에 나타내어져 있다.

Fig. 17은 엔진속도에 따른 연료소모율의 변화를 측정된 것으로 엔진속도에 따른 토크 100%, 50%, 0%에서의 측정값을 Table 7의 계산값에 기초하여 보여주고 있다.

Engine speed (rpm)		700	1000	1500	2000
		Torque(%)			
100	No add hydrogen (g/min)	58.44	85.27	149.15	206.63
	Add hydrogen (g/min)	52.60	79.91	149.63	204.39
50	No add hydrogen (g/min)	33.03	50.16	86.75	127.98
	Add hydrogen (g/min)	33.07	50.35	87.22	126.46
0	No add hydrogen (g/min)	15.89	22.87	39.59	65.35
	Add hydrogen (g/min)	16.33	23.12	39.99	65.45

Table 7 Fuel consumption rates compensated for hydrogen addition

수소를 공급한 후 수소 공급량을 고려한 연료소모율의 경우 무부하 상태에서 평균 1.26% 증가하였고 중부하인 경우 0.04%의 미미한 저감을 보여주었다. 그러나 최대 부하인 경우 평균 4.26%의 큰 저감을 보여 주었다. 저부하인 50%와 0%토크영역의 경우 공급된 디젤유에 비하여 연소에 충분한 양의 산소가 공급되기 때문에 연소촉매로서의 수소 작용이 적었으며 고부하인 100%토크영역에서는 분사된 연료의 양이 증가되어 연소에 필요한 산소의 공급이 부족하여 연쇄반응을 시작하기 위한 조건이 부족한 상태에서 수소의 연소촉매역할이 연소 활성화를 가져온 것으로 판단된다.

저부하 영역에서는 수소 공급이 연소 활성화에 큰 영향을 미치지 못하여 수소 공급이 불필요하다 판단되며 고부하일 때는 수소를 공급하는 것이 효율적이라고 판단된다.

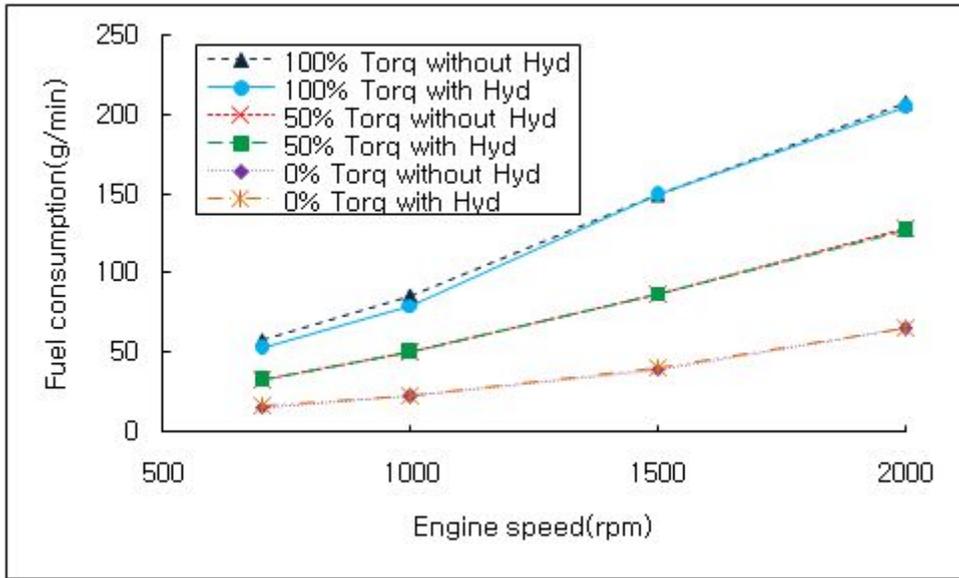


Fig. 17 Comparison of fuel consumptions at torques of 0%, 50%, 100%



4.1.3 배기성분

4.1.3.1 스모크

Fig. 18은 하중 0%, 50%, 100%에서 스모크의 변화량을 나타낸다.

토크 0%와 50%의 비교적 낮은 부하에서는 스모크의 배출이 10%미만으로 낮은 상태이며 수소를 공급한 경우에도 각각 2.4%, 8.7%의 낮은 저감효과를 보여준다. 그러나 100%토크의 경우에는 17.4%의 매우 큰 스모크 저감효과를 나타낸다. 이는 수소의 연소촉매효과가 산소가 부족한 영역인 최대토크에서 크게 작용한다는 것을 보여준다.

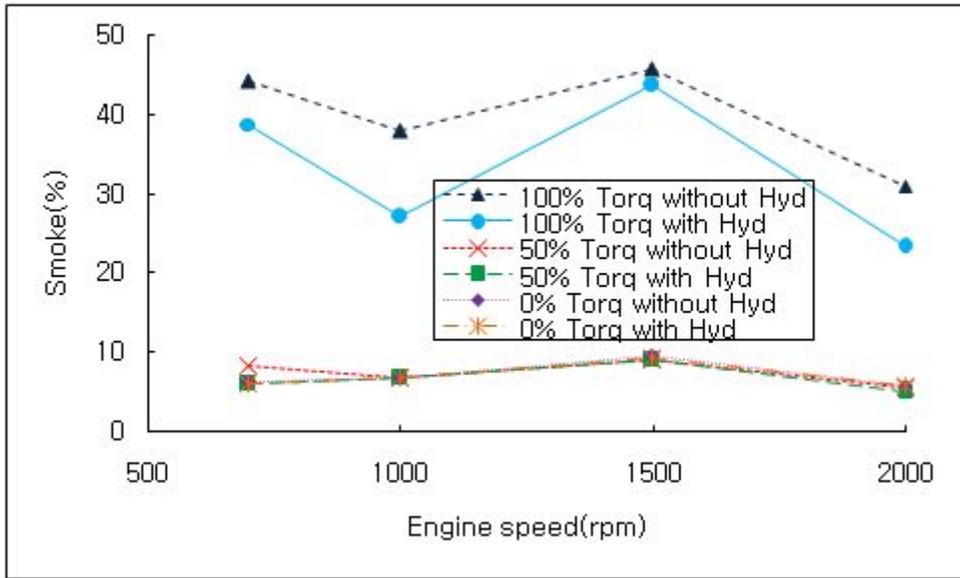


Fig. 18 Comparison of smoke emissions at torques of 0%, 50%, 100%

4.1.3.2 일산화탄소

Fig. 19는 일산화탄소 배출량을 보여준다. 무부하 상태와 중간부하에서

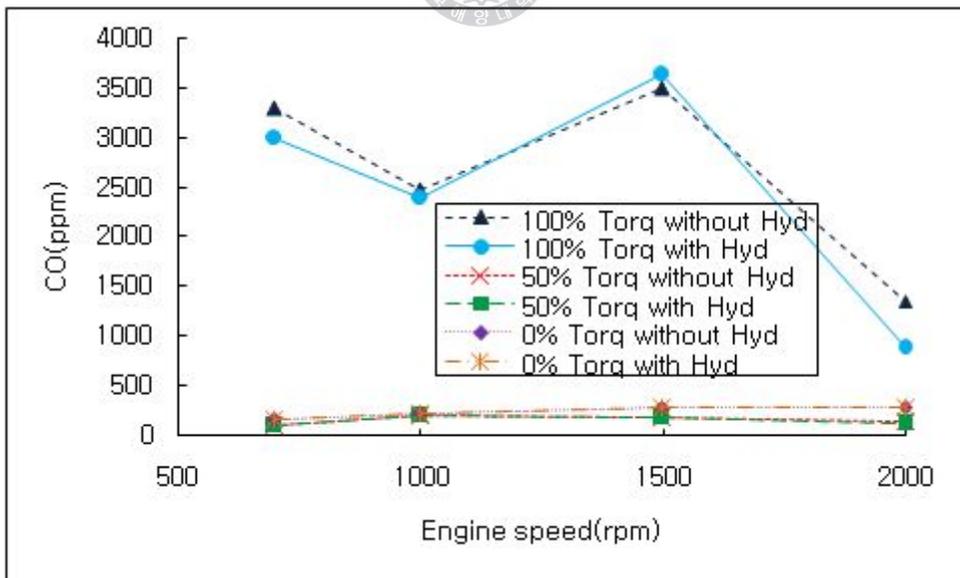


Fig. 19 Comparison of CO emissions at torques of 0%, 50%, 100%

배출량이 매우 낮은 값을 나타내며 최대토크에서 매우 높은 값을 나타낸다.

수소를 공급하였을 때 무부하에서는 1.62%증가되었으며, 50%와 100%토크에서는 각각 2.86%와 10.89%저감되었다. 무부하 상태에서의 일산화탄소 증가원인은 저온분위기에서 불완전연소가 많은 영역이기 때문에 수소와 함께 공급된 산소가 일산화탄소까지만 불완전 연소되는 영역을 증가시킨 것이 아닌가 생각되며 고부하 영역에서 감소한 것은 수소 연소활성화에 의한 영향으로 판단된다.

4.1.3.3 질소산화물

Fig. 20은 토크와 엔진회전속도 변화에 따른 질소산화물 배출농도의 변화를 나타낸다.

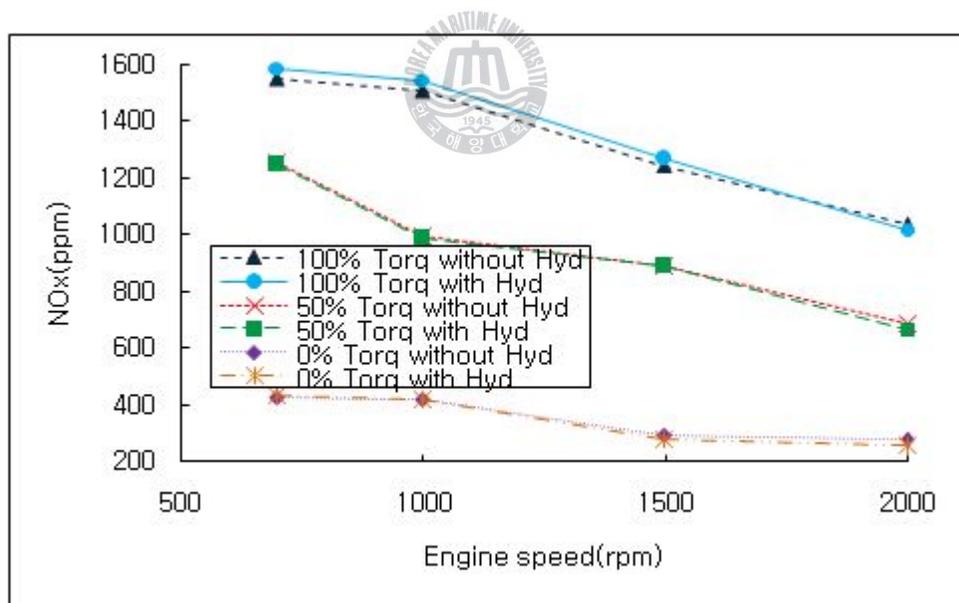


Fig. 20 Comparison of NOx emissions at torques of 0%, 50%, 100%

모든 하중영역에서 증가와 감소가 혼조상태로 큰 변화는 없지만 무부하

상태와 중부하에서는 각각 평균 2.22%, 1.0% 감소되었으며 최대부하에서는 1.3% 증가되었다. 이는 디젤연료소모율 감소에 의한 연소온도저감과 수소연소촉진에 의한 국부적인 온도 상승의 영향이 복합적으로 작용한 것으로 최대토크에서는 연소촉진에 의한 국부적인 온도 상승이 더 큰 영향을 미친 것으로 생각된다.

4.1.4 엔진 부하 변동에 따른 성능

엔진속도 1000rpm에서 토크변화에 따른 연료소모율, 스모크, 일산화탄소, 질소산화물의 배출특성을 분석한 결과는 다음과 같다.

4.1.4.1 연료소모율

4.1.2절의 결과 값을 이용하여 수소 공급전의 디젤연료 소모율과 수소 공급후의 수소 첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량에 따른 연료소모율을 비교한 결과는 다음과 같다.

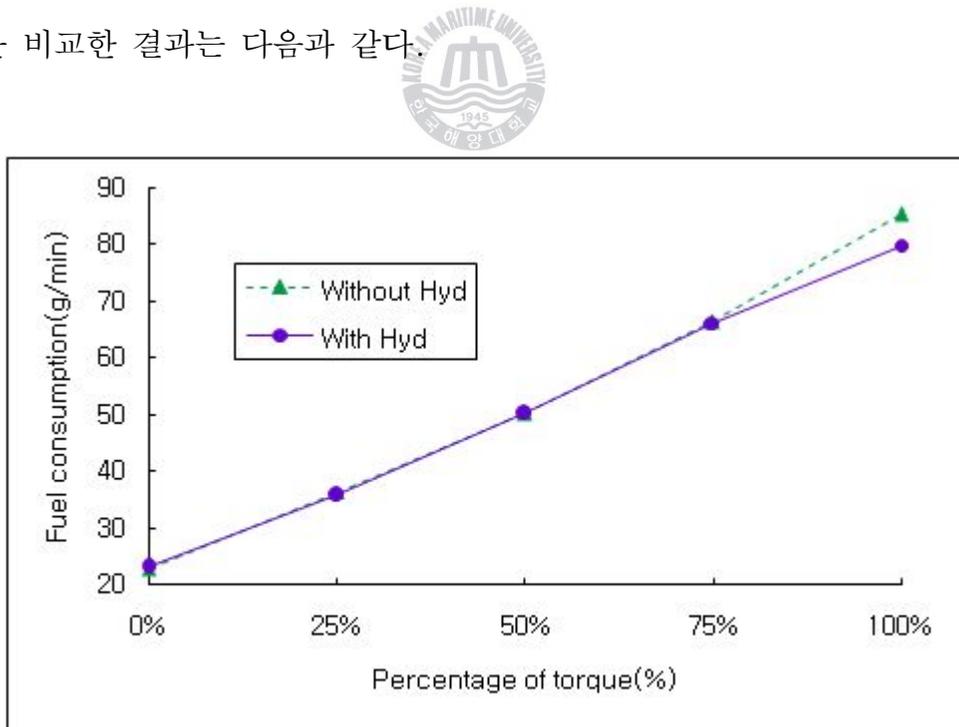


Fig. 21 Fuel consumption with hydrogen addition at 1000rpm

Fig. 21은 1000rpm에서 토크가 0%, 25%, 50%, 75%, 100%로 증가할 때 수소공급전후의 연료소모율을 측정한 것이다. 수소공급후 0%부터 100%까지 토크가 증가될 때 연료소모율은 1.11%증가, 1.32%저감, 0.38%증가, 0.1%, 6.29%저감되었다. 최대토크에서 큰 연비향상이 이루어진 것은 역시 산소가 부족한 영역에서 수소가 연소촉매로서 크게 작용한다는 것을 보여준 것이다.

4.1.4.2 스모크

Fig. 22는 1000rpm에서 부하변화에 따른 스모크 농도를 나타낸다. 엔진에 부하가 낮은 50%까지는 스모크에 변화가 없었으며 75%와 100%에서는 각각 1.1%, 28.63% 향상 되었다. 최대토크에서 큰 저감효과를 나타내고 있는데, 이는 앞의 연료소모율에서와 같은 이유인 것으로 판단된다.

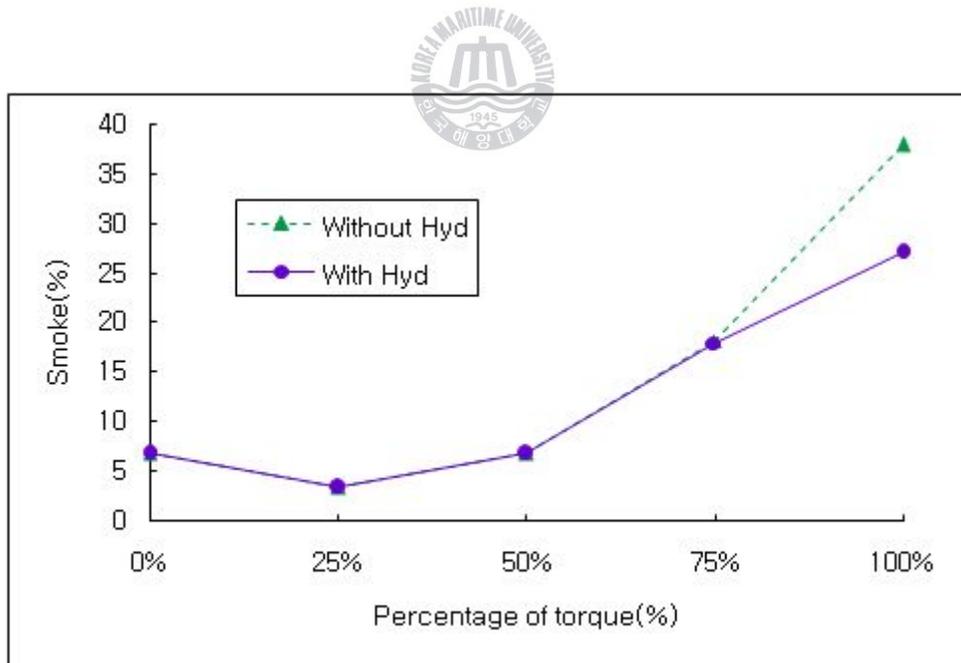


Fig. 22 Smoke emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.1.4.3 일산화탄소

Fig. 23은 토크변화에 따른 일산화탄소 농도변화를 나타낸다. Idle상태에서는 수소공급후 오히려 일산화탄소의 함유량이 1.72% 증가 하였지만, 그 외는 1.88%, 0.5%, 3.34%, 3.12% 감소 됨 을 알 수 있다. 확산연소가 진행되는 디젤기관의 경우에는 항상 미연소 연료가 존재하고 동시에 불완전 연소가스인 일산화탄소가 분포하고 있기 때문에 연소의 활성화가 일산화탄소를 줄여주는 것은 아니다. 본 실험에서도 수소의 공급에 의한 연소활성화가 일산화탄소의 배출에는 크게 영향을 주지 못한 것으로 판단된다.

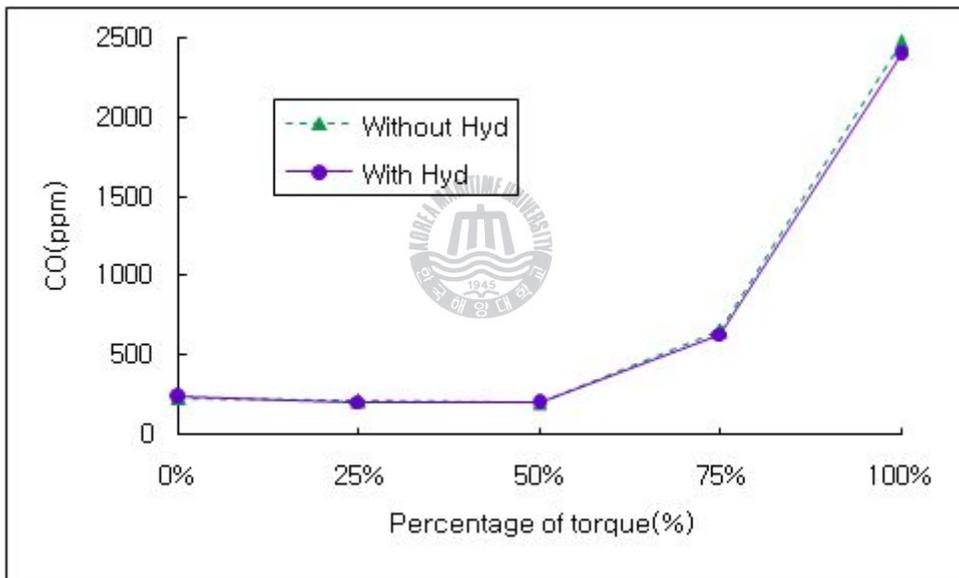


Fig. 23 CO emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.1.4.4 질소산화물

Fig. 24는 토크변화에 따른 질소산화물 변화곡선을 보여준다. 수소공급 후 50%토크에서 0.7%의 질소산화물 저감이 있었지만, 토크의 증가와 함께 4.76%, 2.45%, 1.66%, 2.46% 가량 증가 되었다. 질소산화물의 배출은 수소

를 혼합하는 경우 조건에 따라 증감하지만 전반적으로 미량 증가된다. 이는 전술한 바와 같이 연료소모율 저감에 의한 연소실평균온도저감효과와 수소의 연소활성화에 의한 온도상승의 효과가 복합적으로 작용한 것으로 판단된다.

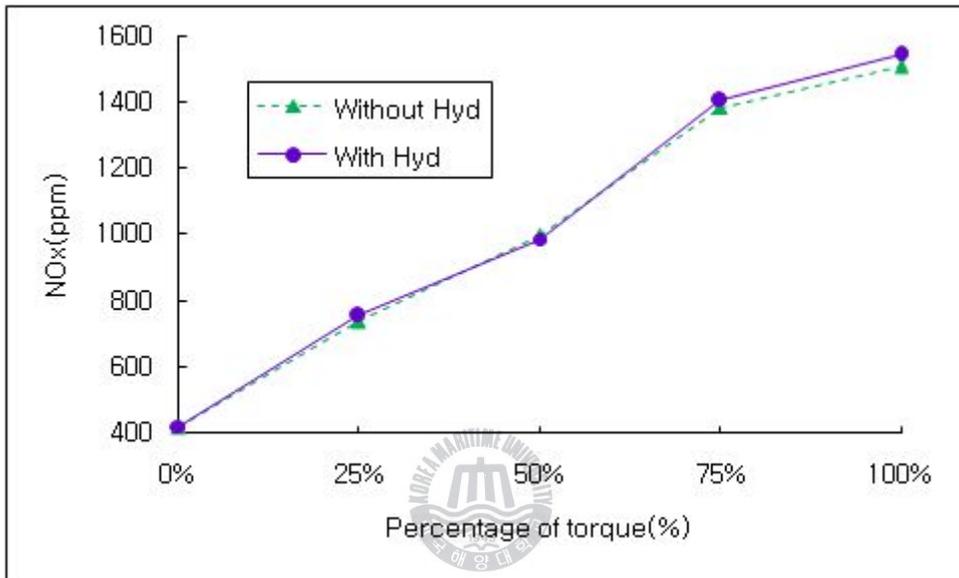


Fig. 24 NOx emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.2 수소공급량 900ml/min의 경우

Fig. 25와 같은 900ml/min형 수소발생장치를 작동시키기 위해 24V의 전압을 공급하고 컴퓨터와 연결 후 발생 전류를 조절하여 수소의 발생량을 제어할 수 있다. 입력 전류의 최대값은 16A이고 압력이 1.3bar이상이면 수소가 공급되기 시작한다. 수소는 16A에서 분당 약 0.9ℓ 씩 발생된다.

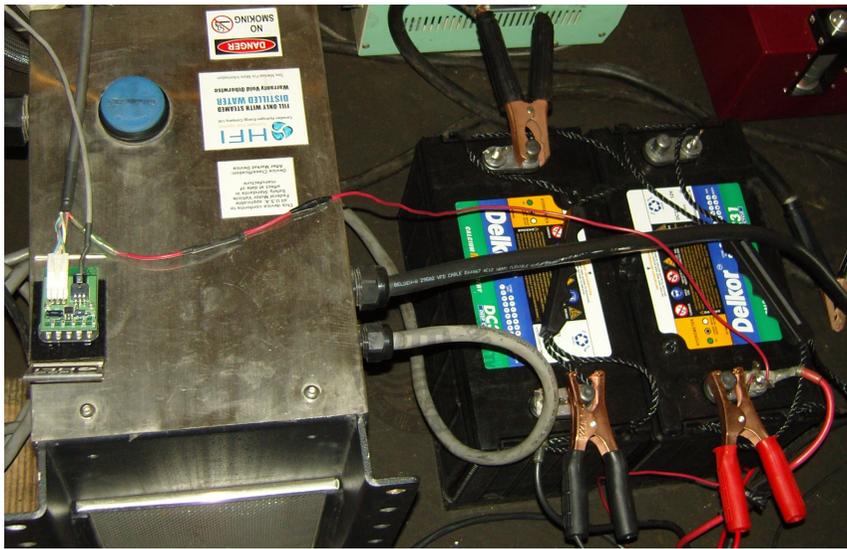


Fig. 25 Photo of 900ml/min type hydrogen generator

디젤 연료의 0.05%정도에 해당되는 극미량의 수소를 공급하여 연소축매로 사용한 엔진성능실험의 결과는 다음과 같다.

4.2.1 최대토크

Fig. 26은 수소공급전후의 엔진회전수별 최대토크 변화를 나타낸 그래프이다.

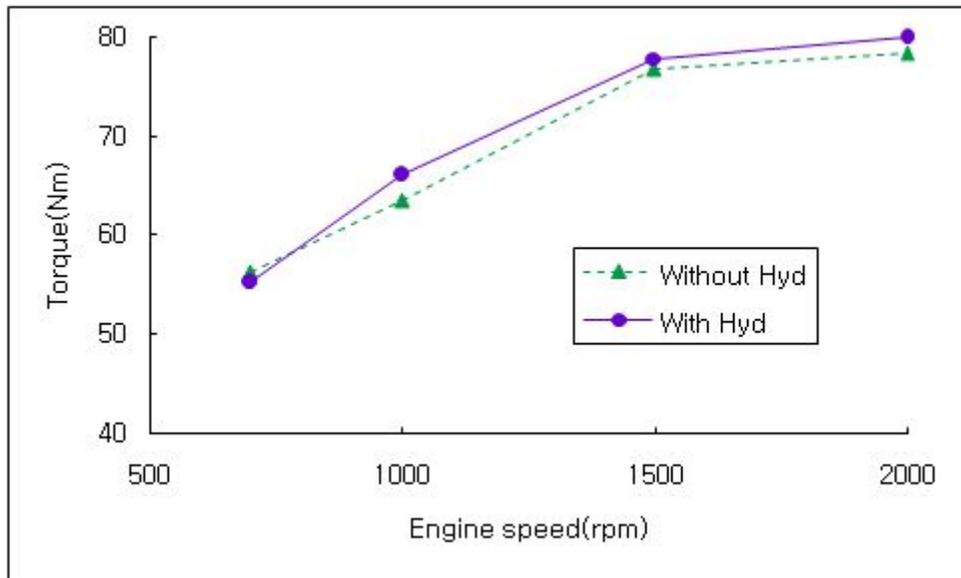


Fig. 26 Maximum torque variation with hydrogen at 700rpm to 2000rpm

수소공급후 최대토크가 700rpm에서는 1.73%감소되었으나 1000rpm에서 4.01%, 1500rpm에서 1.47%, 2000rpm에서 2.04%증가, 평균 1.45%증가 되었다. 이는 2000ml/min 수소발생장치로 실험하였을 때보다 0.25% 더 증가된 값이다.

발생량이 2000ml/min형보다 적은 900ml/min형 수소발생장치의 최대토크가 더 증가된 것은 흡입공기의 온도저하에 의한 것으로 판단되며 수소주입 전의 실험과 동시에 수행된 2000ml/min형의 결과를 참조하는 것이 타당하다.

4.2.2 연료소모율

수소첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량을 계산하기 위한 과정과 식은 4.1.2절을 참고한다.

수소의 분당체적유동율이 900ml/min일 때 공급된 수소의 질량유동율을 구하기 위한 식 (4.1)에서 P, R, T는 4.1.2절과 동일하며 V는 0.0009m³이다.

따라서 질량유량은 900ml/min의 경우 0.076734426g/min이다.

수소와 디젤유의 발열량을 고려한 수소의 디젤유 상당 질량유동율은 식 (4.2)에 의하여 구할 수 있으며, 수소의 저위 발열량은 120.017kJ/g이고, 경유의 저위 발열량은 43.116kJ/g이다.

수소 공급량이 0.076734426g/min일 때 디젤유의 공급량 계산값은 0.213596707g/min이다. 이러한 결과 값을 이용하여 수소 공급전의 디젤연료 소모율과 수소 공급후의 수소 첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량에 따른 연료 소모율을 구한 값이 Table 8에 나타내어져 있다.



Engine speed (rpm)		Torque(%)			
		700	1000	1500	2000
100%	No add hydrogen	55.37	87.18	151.75	207.45
	Add hydrogen	56.83	85.24	149.10	205.46
50%	No add hydrogen	33.44	52.25	89.07	129.68
	Add hydrogen	33.23	50.32	86.70	127.87
0%	No add hydrogen	16.51	25.33	41.41	69.25
	Add hydrogen	16.10	23.08	39.79	65.48

Table 8 Fuel consumption rates compensated for hydrogen addition

Fig. 27은 엔진속도에 따른 연료소모율의 변화를 측정한 것으로 엔진속

도에 따른 토크 100%, 50%, 0%에서의 측정값을 Table 8의 계산값에 기초하여 보여주고 있다.

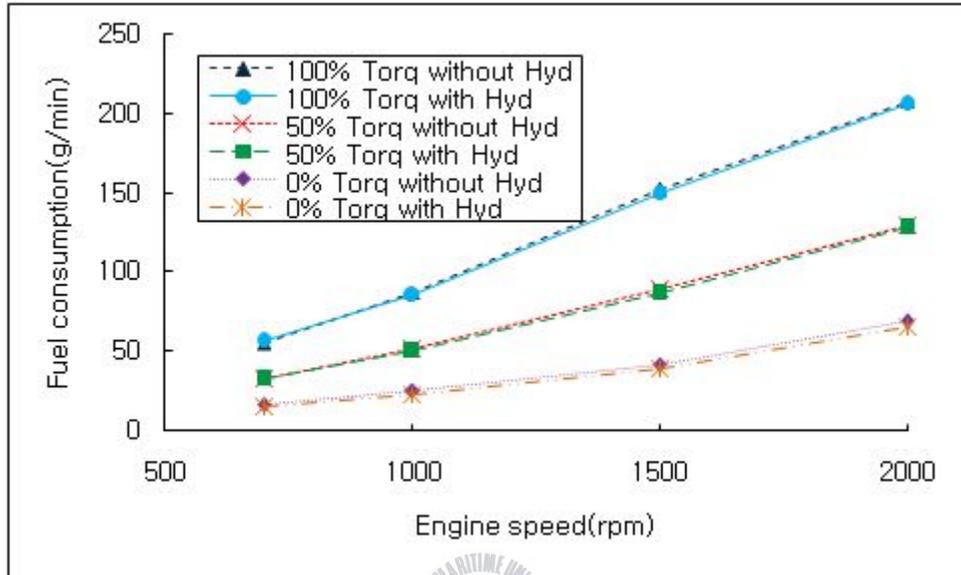


Fig. 27 Comparison of fuel consumptions at torques of 0%, 50%, 100%

무부하 상태인 0%의 경우 700rpm부터 2000rpm까지 2.49%, 8.89%, 3.91%, 5.44%의 큰 폭으로 연료소모율이 저감되었고, 중간부하인 50%의 경우는 각각 0.64%, 3.68%, 2.66%, 1.39%의 저감을 나타내었다. 최대토크인 100%의 경우 700rpm에서는 2.65%증가 되었고 그 외에는 2.22%, 1.75%, 0.96%저감 되었다.

Table 8의 수소 공급전과 수소 공급 후 수소 첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량을 Table 7의 2000ml/min형과 비교할 때 저부하에서는 900ml/min형의 연료소모율이 큰 저감을 나타내었지만 최대부하에서는 2000 ml/min형의 4.26%보다 낮은 0.57% 저감을 보여주었다. 이는 저부하의 경우

공급되는 연료의 양이 크지 않아 900ml/min형에서 공급되는 적은 양의 수소로도 충분한 연소촉매 역할을 한 것으로 생각되며 최대토크에서는 많은 양의 연료가 공급됨으로 900ml/min형에서 공급되는 수소의 양이 부족한 것으로 판단된다.

4.2.3 배기성분

4.2.3.1 스모크

Fig. 28은 하중 0%, 50%, 100%에서 스모크의 변화량을 나타낸다.

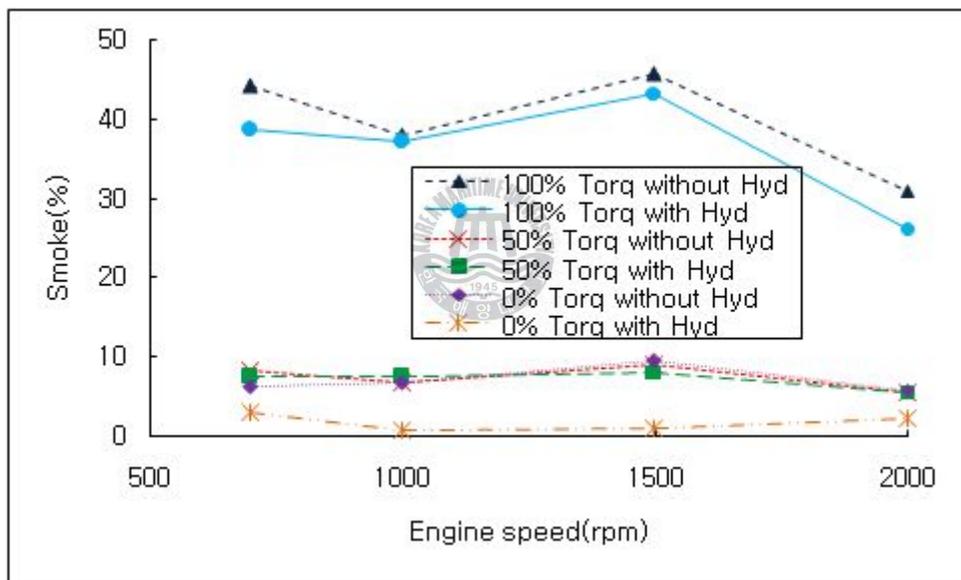


Fig. 28 Comparison of smoke emissions at torques of 0%, 50%, 100%

토크 0%와 50%의 비교적 낮은 부하에서는 스모크의 배출이 10%미만으로 낮은 상태이며 100%토크의 경우에는 30%에서 50%의 높은 배출을 보여주었다.

수소를 공급한 경우에 100%토크에서 2000ml/min형이 17.4%의 매우 큰 스

모크 저감효과를 나타낸 것에 비교하면 900ml/min형에서는 8.78%의 낮은 저감효과를 보여주었고, 50%토크에서는 1000rpm과 2000rpm에서 스모크의 배출이 각각 10.29%, 1.33% 늘어난 경우도 있었고, 토크 0%일 때에는 배출 자체가 낮긴 하였지만 수소공급 후 무려 80.6%의 매우 큰 저감효과를 나타내었다.

4.2.3.2 일산화탄소

Fig. 29는 일산화탄소 배출량을 보여준다. 무부하 상태와 중간부하에서 배출량이 매우 낮은 값을 나타내며 최대토크에서 매우 높은 값을 나타낸다.

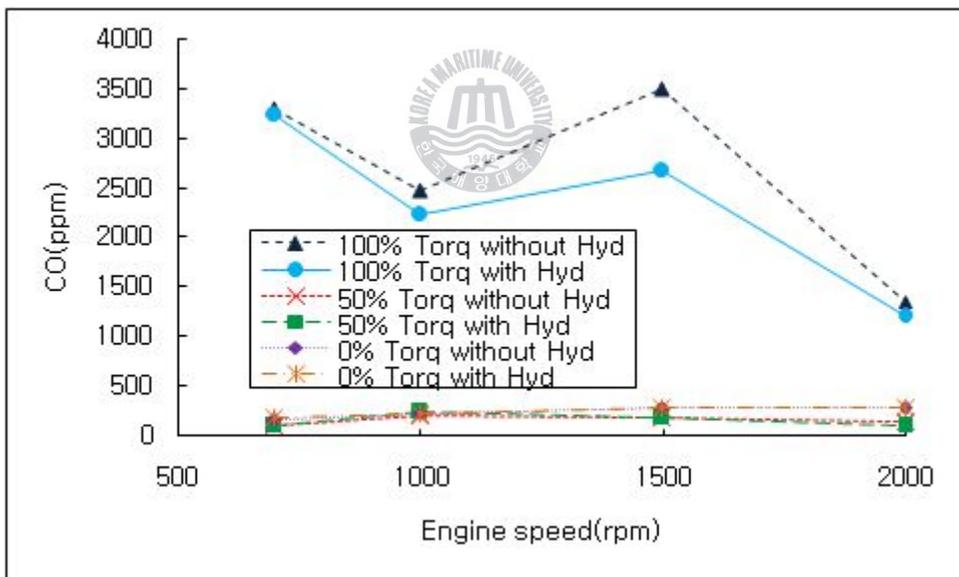


Fig. 29 Comparison of CO emissions at torques of 0%, 50%, 100%

수소를 공급하였을 때 무부하에서는 3.45%증가되었으며, 50%토크에서는 1000rpm에서 18.91%증가를 보여주었으나 평균 6.31%저감, 100%토크에서도

11.71%저감되었다. 2000ml/min형과 마찬가지로 무부하 상태에서 일산화탄소 증가원인은 저온분위기에서 불완전연소가 많은 영역이기 때문에 수소와 함께 공급된 산소가 일산화탄소까지만 불완전 연소되는 영역을 증가시킨 것이 아닌가 생각되며 고부하 영역에서 감소한 것은 수소 연소활성화에 의한 영향으로 판단된다.

4.2.3.3 질소산화물

Fig. 30은 토크와 엔진회전속도 변화에 따른 질소산화물 배출농도의 변화를 나타낸다. 모든 하중영역에서 증가와 감소가 혼조상태로 큰 변화는 없지만 무부하 상태에서는 평균 3.6%증가되었으며 중부하와 최대부하에서는 각각 평균 2.73%, 5.54%감소되었다.

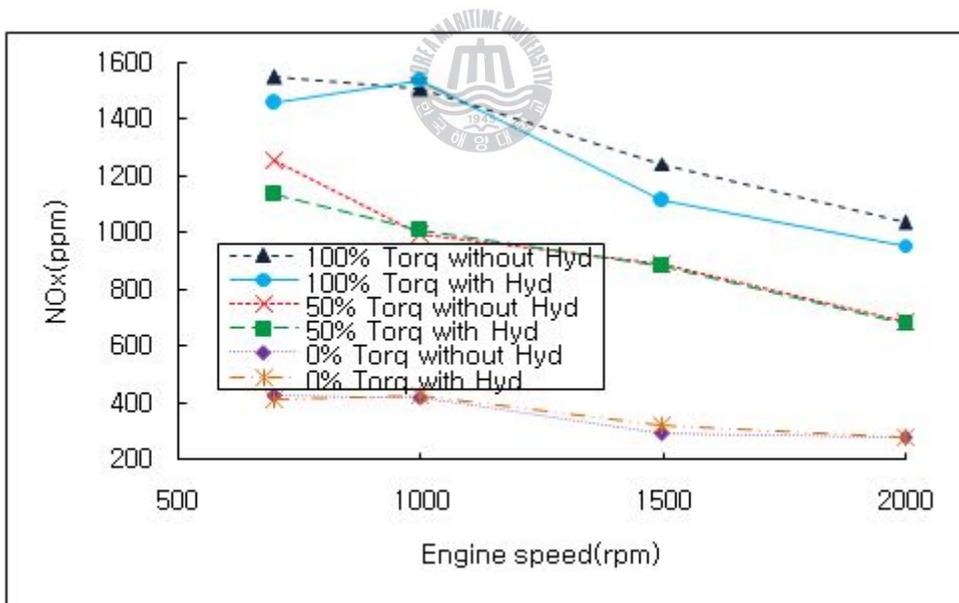


Fig. 30 Comparison of NOx emissions at torques of 0%, 50%, 100%

4.2.4 엔진 부하 변동에 따른 성능

엔진속도 1000rpm에서 토크변화에 따른 연료소모율, 스모크, 일산화탄소, 질소산화물의 배출특성을 분석한 결과는 다음과 같다.

4.2.4.1 연료소모율

4.2.2절의 결과 값을 이용하여 수소 공급전의 디젤연료 소모율과 수소 공급후의 수소 첨가 에너지를 고려한 디젤유 첨가 공급량에 따른 연료소모율을 비교한 결과는 다음과 같다.

Fig. 31은 1000rpm에서 토크가 0%, 25%, 50%, 75%, 100%로 증가할 때 수소공급전후의 연료소모율을 측정하는 것이다. 수소공급 후 0%부터 100%까지 토크가 증가될 때 연료소모율은 8.87%, 4.41%, 3.68%, 4.08%, 2.22%저감되었다.

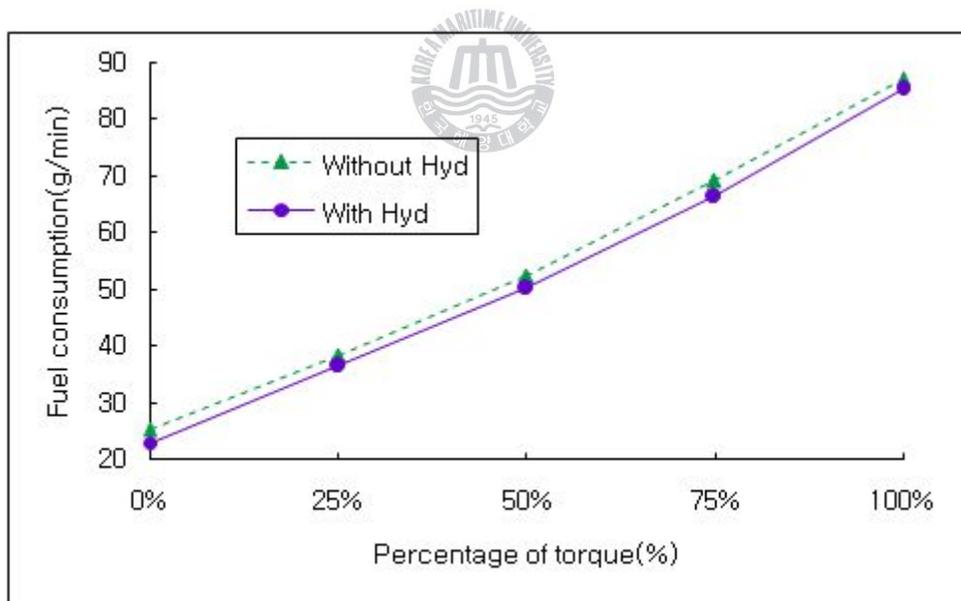


Fig. 31 Fuel consumption with hydrogen addition at 1000rpm

4.2.4.2 스모크

Fig. 32는 1000rpm에서 부하변화에 따른 스모크 농도를 나타낸다. 수소 공급후 0%부터 100%까지 토크가 증가될 때 스모크는 증가와 감소가 혼조 상태로 변화에 큰 폭을 보이고 있다. 저부하 영역인 0%와 25%토크에서 각각 87.5%, 2.94% 감소하였고, 중부하인 50%에서는 10.29% 증가, 75%토크에서는 11.54% 감소, 최대부하인 100%에서는 22.43%의 증가를 보여주었다.

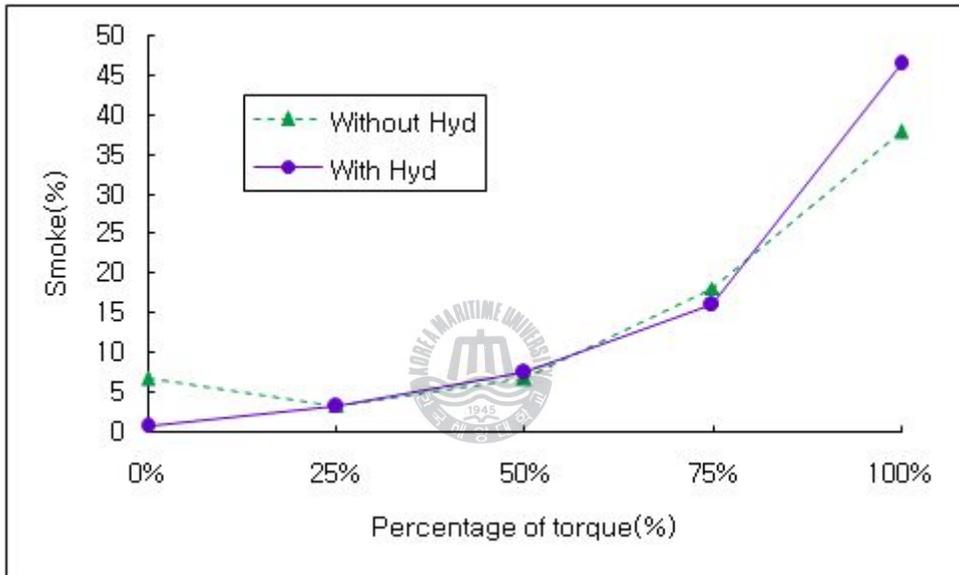


Fig. 32 Smoke emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.2.4.3 일산화탄소

Fig. 33은 토크변화에 따른 일산화탄소 농도변화를 나타낸다. Idle상태와 중부하인 50%토크에서 수소공급후 오히려 일산화탄소의 함유량이 각각 1.29%, 18.91%증가 하였지만, 그 외는 15.49%, 10.49%, 9.87% 감소 됨을 알 수 있다.

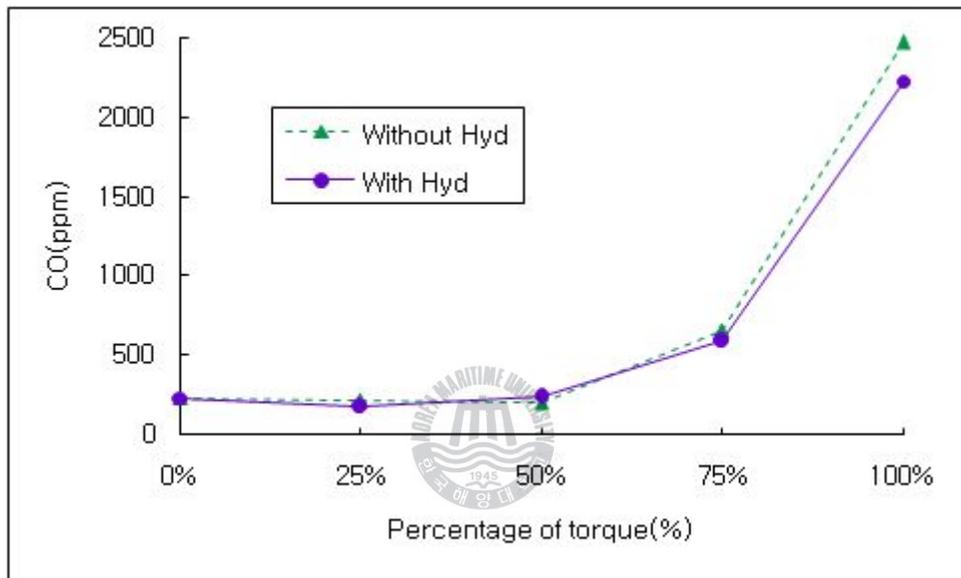


Fig. 33 CO emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.2.4.4 질소산화물

Fig. 34는 토크변화에 따른 질소산화물 변화곡선을 보여준다. 수소공급 후 토크의 증가와 함께 1.19%, 9.51%, 1.41%, 0.72%, 1.86% 가량 전영역에서의 미량 증가되었음을 보여준다.

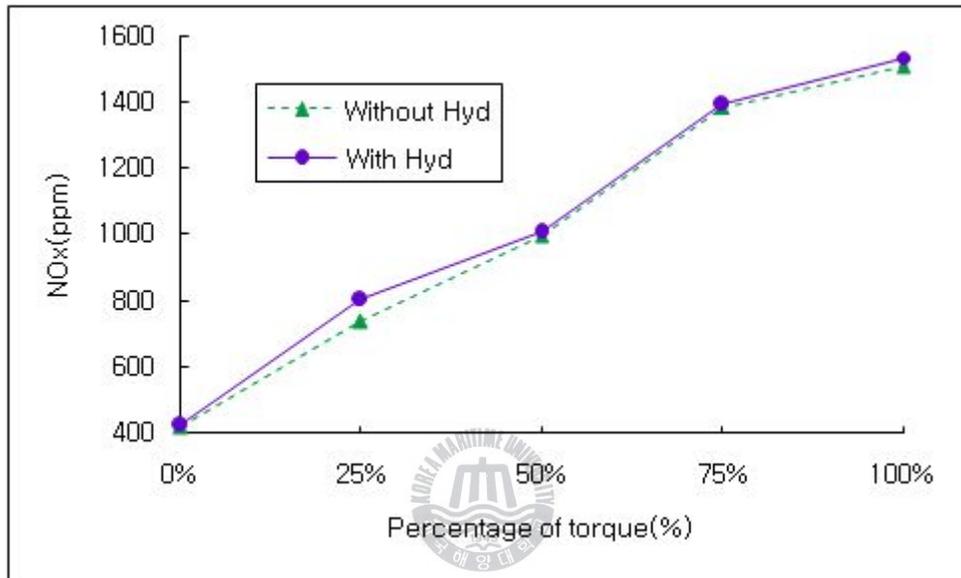


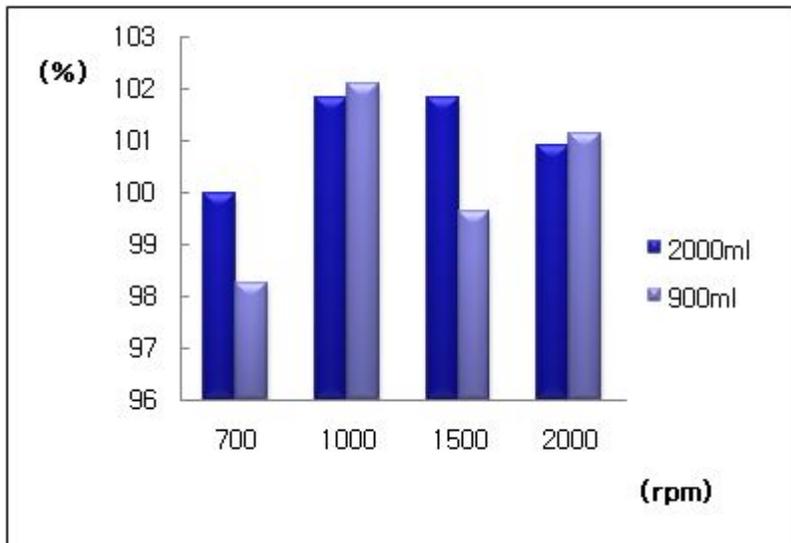
Fig. 34 NOx emissions with hydrogen addition at 1000rpm

4.3 수소공급량에 따른 비교

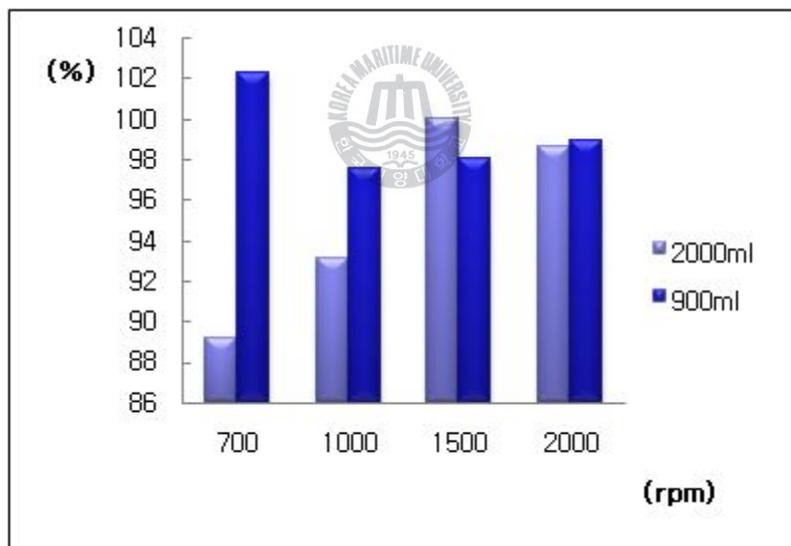
연료의 공급량이 많아 상대적으로 산소의 공급량이 적은 최대토크에서 수소 공급량에 따른 최대토크, 연료소모율, 스모크, 이산화탄소, 질소산화물 등을 비교한 결과이다.

2000ml/min 수소공급 시 최대토크의 증가량은 rpm의 증가와 함께 감소되는 것을 알 수 있는데 이는 디젤 연료공급량이 증가하면서 수소 공급율이 상대적으로 감소했기 때문이다. 연료소모율의 경우 저부하와 중부하일 때 오히려 증가되는 경향을 보였으나 아래의 그래프와 같이 고부하일 때는 큰 저감을 보여주었다. 수소 공급을 고려하여 분석한 디젤 연료의 소모율 결과를 보면 고부하시에만 수소를 공급하는 것이 효율적이라고 생각된다. 수소공급 후 스모크는 감소량의 차이는 있었지만 모든 경우에 감소되었다. 일산화탄소도 스모크와 유사하게 감소됨을 보여준다. 질소산화물 배출량은 무부하, 중간부하, 최대부하에서 증가와 감소의 혼조상태를 보였으나 전반적으로 수소를 분당 900ml공급하였을 경우에 큰 효과를 보여주었다.

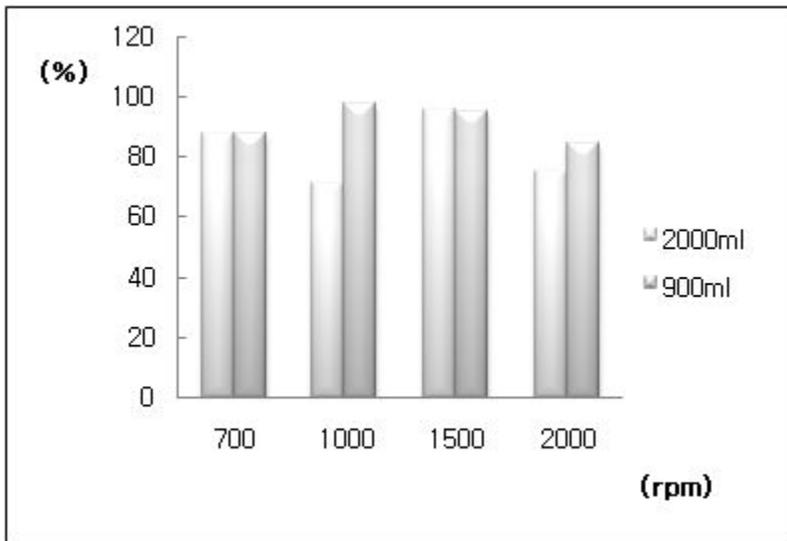
질소산화물을 제외한 대부분의 경우 수소를 분당 2000ml공급 하였을 경우 효과가 좋게 나타난 것으로 보아 최대토크일 경우에 수소를 2000ml/min 공급하는 것이 효율적이라고 판단된다.



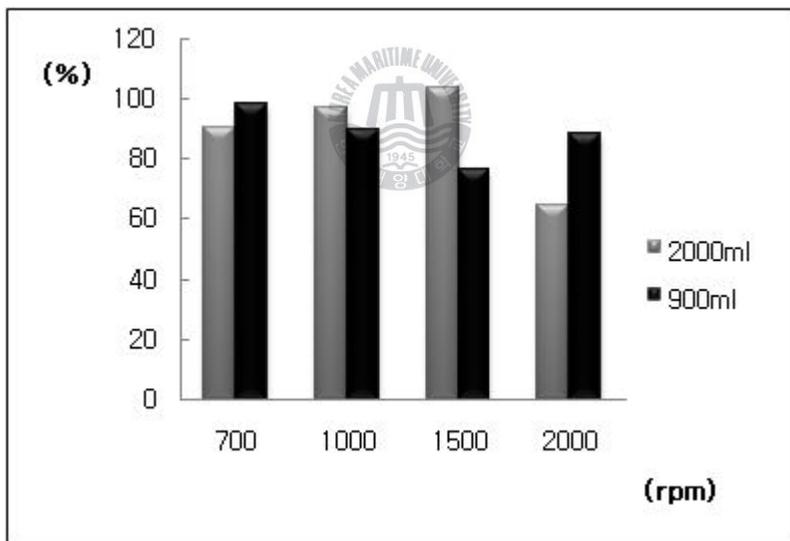
a) Comparison of maximum torques



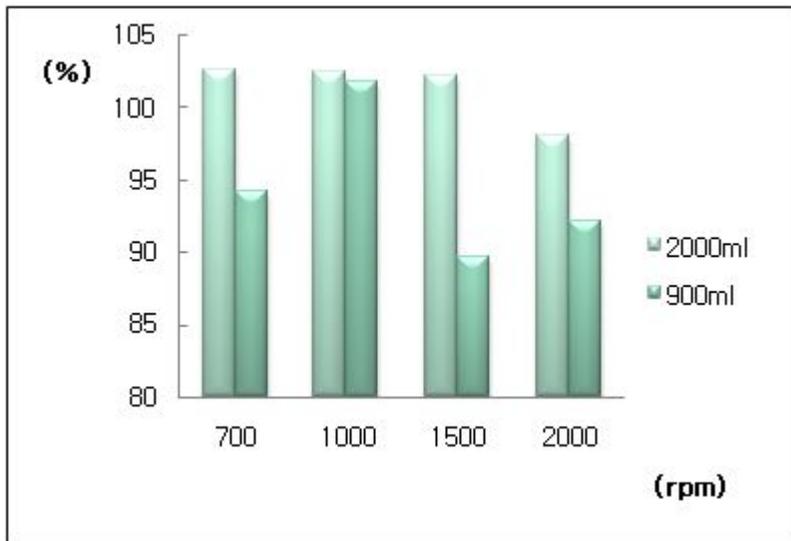
b) Comparison of fuel consumptions



c) Comparison of smoke emissions



d) Comparison of CO emissions



e) Comparison of NO_x emissions

Fig. 35 Comparison of 2000ml/min and 900ml/min cases



제 5 장 결 론

디젤기관에 미량의 수소를 공급한 경우의 엔진성능을 수소공급이 없는 경우와 비교한 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1)최대토크: 700rpm을 제외한 엔진회전속도에서 최대토크는 평균 1.53%의 증가를 나타냈다. 이 값은 수소공급량이 디젤유공급량의 0.1%인 것과 비교하면 매우 큰 증가량이다.

(2)연료소모율: 저부하와 중부하에서는 연료소모율의 저감이 크지 않지만 최대부하에서는 평균 4%가 넘는 큰 저감효과를 나타내었다. 이는 산소의 공급량이 충분하지 못한 최대부하영역에서 추가로 공급된 수소가 연소 활성화에 크게 기여한 것으로 판단된다.

(3)스모크: 연료소모율의 경우와 유사하게 낮은 부하영역에서는 큰 효과가 없으나 최대부하조건에서 평균 17.4%의 큰 저감효과를 나타낸다. 이는 흡기와 함께 공급된 미소량의 수소가 연료 분사량이 많은 최대부하에서 연소활성화에 크게 기여한 것임을 나타낸다.

(4)일산화탄소: 무부하에서는 평균 2.54%가 증가되었고 최대부하에서는 11.3%감소되었다. 낮은 부하에서는 수소와 함께 공급된 산소에 의해 일산화탄소까지만 불완전 연소되는 영역을 증가시킨 것으로 판단된다.

(5)질소산화물: 전 영역에서 큰 영향은 없었지만 감소와 증가의 혼조상태를 보였다. 이는 연료소모율 감소에 의한 연소온도저감과 수소연소촉진에 의한 국부적인 온도 상승의 영향이 복합적으로 작용한 것으로 판단된다.

2000ml/min, 900ml/min의 두 가지 조건의 수소 발생장치를 가지고 엔진 성능 시험을 수행한 결과 저부하영역에서는 수소첨가의 영향이 크지 않았

지만 고부하영역에서는 수소의 연소활성화에 의하여 연소성능이 매우 향상됨을 알 수 있었고 2000ml/min의 경우가 더욱 좋은 결과를 나타냈다. 이상의 결과로부터 수소공급을 고부하 영역에서만 적용한다면 수소공급에너지를 최소화하면서 엔진성능향상을 극대화시킬 수 있을 것으로 판단된다.



참고문헌

[1] H. Teng et al., 「Compression Ignition Delay(Physical+Chemical) of Dimethyl ether」, SAE 2003-01-0759, 2003.

[2] B.H Cho, K.H Lee, C.S Lee, 「Combustion Characteristics of Premixed Charge Compression Ignition Diesel Engine using Mixed Fuels」, Transactions of Korea society of automotive engineers, vol.10 no.5, pp. 68-64, 2002.

[3] S.O. Akansu, Z. Dulger, N. Kahraman, T.N. Veziroglu et al., 「Internal combustion engines fueled by natural gas-hydrogen mixtures」, International journal of hydrogen energy, vol.29, pp.1527-1539, 2004.

[4] H.S. Kim, K.Y. Ahn, A.K. Gupta, 「Hydrogen Enrichment Effects on NOx Formation in Pre-mixed Methane Flame」, Trans. of the Korean hydrogen and new energy society, vol.18, no.1, pp.75-84, 2007.

[5] 이종태, 이성열, 이재천, 김용환, 「수소엔진 개발에 관한 기초연구」, 한국자동차공학회 춘계학술대회 강연초록집, pp.59-63, 1988.

[6] 이종태, 「수소엔진 및 수소자동차의 개발현황」, 한국수소에너지학회지, vol.4, no.1, 1993.

[7] 이황복, 이석재, 한봉훈, 윤금중, 「수소엔진의 연소특성에 관한 연구」, 한국자동차공학회 추계학술대회, 95-17-0098, pp.137-142, 1995.

[8] J.D. Naber, D.L. Siebers, 「Hydrogen combustion under diesel engine conditions」, International journal of hydrogen energy, vol.23, no.5, pp.363-371, 1998.

[9] Fuquan, Z., Thomas, W. A., Dennis, N. A., John, E. D., James, A. E and PAul, M. N., 「Homogeneous Charge Compression Ignition Engine」, Society of automotive engineers, PT94, pp.151-154, 2003.

[10] G.H Choi, 「Effect of Additional Hydrogen Fuel on IDI Diesel Engines」, J. of the Korean hydrogen energy society, vol.8, no.1, pp.23-29, 1997.

[11] Y.J Lee, 「A Trends Development of hydrogen internal Combustion Engine Vehicles」, Auto journal, vol.28, no.3, pp.34-43, 2006.

[12] J.H Lee, 「A Study on the Hydrogen Engine Combustion Characteristics」, Auto journal, vol.28, no.2, pp.26-33, 2006.

[13] Stephen R. Turns, 《An Introduction to Combustion : Concepts and Applications》, McGraw-Hill, Inc., 1996.

[14] Thomas, 《Flammability Range on Hydrogen and Other Fuel》, <http://www.hydrogen-fc.com>, 2007.

[15] Y.R Kim, S.H Cho, 「New Technologies for the Super Clean Passenger Car Diesel Engines」, Autojournal, vol.31, no.5, pp.16-25, 2009.

[16] 김재휘, 《자동차디젤기관》, 골든벨, 2009.

[17] Jina Lee, K.H Park, 「The effect of hydrogen added in in-let air on engine performance in a diesel engine」, KOSME 후기학술대회논문집, pp. 25-29, 2008.